

**Entwicklung eines alternativen Strebendschildes zur  
Erhöhung des Automatisierungsgrades am Streb-  
Streckenübergang deutscher Steinkohlenbergwerke  
unter maschinentechnischen und  
arbeitssicherheitlichen Aspekten**

D i s s e r t a t i o n  
zur Erlangung des Grades eines Doktors  
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Christian Sauer  
aus Clausthal-Zellerfeld

genehmigt von der  
Fakultät für Energie- und Wirtschaftswissenschaften  
der Technischen Universität Clausthal

Tag der mündlichen Prüfung  
1. Oktober 2009

Vorsitzender der Prüfungskommission:

Univ.-Prof. Dr.-Ing.

N. Meyer

Hauptberichterstatter:

Univ.-Prof. Dr.-Ing.

O. Langefeld

Berichterstatter:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil.

H. Tudeshki



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Bergbau der Technischen Universität Clausthal.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Oliver Langefeld, möchte ich für die Betreuung und Förderung meiner Arbeit sehr herzlich danken.

Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. H. Tudeschi für die Übernahme des Koreferats.

Weiterhin danke ich den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts für Bergbau für ihre Unterstützung.

Clausthal-Zellerfeld, Oktober 2009



---

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNGEN**

Hiermit erkläre ich an Eides Statt, dass ich die bei der Fakultät für Energie- und Wirtschaftswissenschaften der Technischen Universität Clausthal eingereichte Dissertation selbständig und ohne unerlaubte Hilfe angefertigt habe.

Die benutzten Hilfsmittel sind vollständig angegeben.

Clausthal-Zellerfeld, den 2. Oktober 2009

Hiermit erkläre ich an Eides Statt, dass ich bisher noch keinen Promotionsversuch unternommen habe.

Clausthal-Zellerfeld, den 2. Oktober 2009



---

## Inhaltsverzeichnis

<b>EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNGEN</b>	<b>I</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>I</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>III</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>VI</b>
<b>Formelverzeichnis</b>	<b>VII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Problemstellung und Aufgabenbeschreibung</b>	<b>2</b>
2.1 Probleme des Schreitausbaus bisheriger Entwicklungen	2
2.2 Aufgabenbeschreibung	4
<b>3 Ausarbeitung von Lösungsvorschlägen für einen Strebrandschild</b>	<b>6</b>
3.1 Entwicklung von Lösungsideen für einen Strebrandschild	6
3.2 Stand der Technik bei Strebrandschilden	16
3.2.1 Hydraulisches Strebausbauelement der Fa. Maschinenfabrik u. Eisengießerei A. Beien, Herne, Anmeldejahr 1959	17
3.2.2 Fahrbares, rahmenartiges Strebausbauglied der Fa. Maschinenfabrik und Eisengießerei A. Beien, Herne, Anmeldejahr 1960	21
3.2.3 Fahrbare Grubenausbaueinheit der Firma Charbonnages de France, Paris, Anmeldejahr 1977	24
3.3 Zusammenfassung zum Stand der Technik	27
3.4 Bewertung der erarbeiteten Lösungsvorschläge	28
3.5 Erstellung eines Lastenheftes für einen alternativen Strebrandschild	30
<b>4 Maschinentechnische Ausarbeitung des Raupenschildes</b>	<b>32</b>
4.1 Dimensionierungsgrundlagen für die Komponenten eines Raufahrwerks	32
4.1.1 Auswahl einer Kette und Bodenplatte	32
4.1.2 Auswahl eines Turasantriebes	35
4.1.3 Entwurf der Lauf- und Tragrollen	36
4.1.4 Belastung eines Raupenfahrwerkrahmens aufgrund der Konvergenz	38
4.1.5 Raupenfahrwerk-Boden-Interaktion	43
4.2 Entwurf der Raupenfahrwerke	59
4.2.1 Raupenfahrwerk für die Sohle	59
4.2.2 Raupenfahrwerk für die Firste	61
4.3 Untersuchung der Kinematik des Raupenschildes	63
4.3.1 Optimierung der Kinematik bezüglich der Höhenverstellung bei idealer Kraftwirkungslinie	67
4.3.2 Optimierung der Kinematik bezüglich der besten Bahnkurve	73



---

4.3.3 Berechnung der Kräfte auf die Gelenkbolzen .....	78
4.3.4 Untersuchung der vorgespannten Kappe .....	82
4.3.5 Der Ausbauwiderstand eines Raupenschildes .....	85
4.3.6 Standsicherheit eines Raupenschildes .....	86
4.4 Stabilität der Konstruktion .....	90
4.5 Spaltabdichtung beim Raupenschild .....	91
<b>5 Einsatzmöglichkeiten eines Raupenschildes .....</b>	<b>93</b>
5.1 Einsatz eines Raupenschildes am Hilfsantrieb .....	94
5.2 Einsatz eines Raupenschildes am Hauptantrieb bei Erstellung eines Streckenbegleitdamms mittels konventioneller Dammtechnik .....	98
5.3 Einsatz eines Raupenschildes am Hauptantrieb und Erstellung von Baustoffpfeilern mittels einer Textilschalung .....	99
5.4 Einsatz eines Raupenschildes und der Erstellung eines Streckenbegleitdamms mittels einer Gleitschaland .....	102
5.5 Kompaktschild .....	103
<b>6 Ergebnisse der maschinentechnischen Ausarbeitung .....</b>	<b>104</b>
<b>7 Zusammenfassung .....</b>	<b>106</b>
<b>8 Ausblick .....</b>	<b>109</b>
<b>9 Literaturverzeichnis .....</b>	<b>113</b>
<b>Lebenslauf .....</b>	<b>116</b>
<b>Anhang .....</b>	<b>119</b>
Berechnung der Rollenkette DIN 8187 nach [LEIDER] und [ROLLOF/MATEK] .....	119
Rückvorgang bei einer Kombination aus Triple-Saumschild und Gleitschaland .....	123
Raupenschild groß .....	124
Raupenschild klein .....	125

---

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Triple-Saumschild der Fa. Glückauf [JUNKER] .....	4
Abbildung 3-1: Hydraulisches Strebausbauelement (Seitenansicht) .....	18
Abbildung 3-2: Hydraulisches Strebausbauelement (Schnitt von Vorne) .....	19
Abbildung 3-3: Fahrbares, rahmenartiges Strebausbauglied .....	22
Abbildung 3-4: Fahrbare Grubenausbaueinheit .....	25
Abbildung 3-5: Fahrbare Grubenausbaueinheit (Längsschnitt durch das Raupenfahrwerk) .....	25
Abbildung 4-1: Mehrfachrollenkette nach DIN 8187 .....	33
Abbildung 4-2: Kettenelement für das Raupenfahrwerk 1 Bodenplatte, 2 Antriebskette .....	35
Abbildung 4-3: Antriebsrad (links) und Getriebe (rechts) 1 Planetengetriebe, 2 Hydraulikmotor .....	36
Abbildung 4-4: Laufrolle 1 Lauffläche, 2 Wälzlager, 3 Achse .....	37
Abbildung 4-5: Druckverteilung des auflastenden Hangenden/Liegenden .....	38
Abbildung 4-6: ungefähre Lage der Kraftresultierenden .....	39
Abbildung 4-7: Angreifende Kräfte an einfacher Kappe .....	39
Abbildung 4-8: Durchbiegung .....	41
Abbildung 4-9: Faktor der Durchbiegung ( $\lambda$ ) .....	42
Abbildung 4-10: Bodentragfähigkeitsbeiwerte nach Terzaghi .....	46
Abbildung 4-11: Lokale Druckverteilung unter einem Raupenfahrwerk [WENZLAWSKI] .....	47
Abbildung 4-12: Überführung des Raupenfahrwerks in ein einfaches Modell .....	48
Abbildung 4-13: Lasterverteilung auf drei Bodenplatten .....	49
Abbildung 4-14: Ablaufplan zur Berechnung der Lastverteilung .....	50
Abbildung 4-15: Belastungsspitzen bei Kohle als Untergrund .....	51
Abbildung 4-16: Belastungsspitzen bei Schieferthon als Untergrund .....	52
Abbildung 4-17: Belastungsspitzen bei Sandstein als Untergrund .....	53
Abbildung 4-18: Einfluss der Stegrauhigkeit auf den passiven Erddruck [DÖRFLER] .....	56
Abbildung 4-19: Resultierende Normalspannung des passiven Erddrucks an einem Kettensteg [DÖRFLER] .....	56

---

Abbildung 4-20: Kpy, Kpq, und Kpc [eigene Darstellung] .....	57
Abbildung 4-21: Lichter Stegabstand $l_s$ in Abhängigkeit des inneren Reibungswinkels bei einer Steghöhe von 5 mm .....	58
Abbildung 4-22: Raupenfahrwerk für die Sohle .....	59
Abbildung 4-23: Raupenfahrwerk für die Sohle (Schnittansicht 1) .....	60
Abbildung 4-24: Raupenfahrwerk für die Sohle (Schnittansicht 2) .....	60
Abbildung 4-25: Raupenfahrwerk für die Firste .....	61
Abbildung 4-26: Raupenfahrwerk für die Firste (Schnitt) .....	62
Abbildung 4-27: Rückwärtsgerichtete Wasserdüsen am Firstenfahrwerk .....	63
Abbildung 4-28: Doppelschwinge [DMG-Lib] .....	65
Abbildung 4-29: Doppelschwinge beim Standardschildausbau .....	66
Abbildung 4-30: Optimierung der Höhenverstellung .....	70
Abbildung 4-31: Variante 1 bzgl. Höhenverstellung und Kraftwirkungslinie .....	72
Abbildung 4-32: Optimierung Höhenverstellung und Kraftwirkungslinie, Die Neigung und Stempellänge einer gebauten Mächtigkeit von 2,5 Metern .....	73
Abbildung 4-33: Erweiterung der Raupenfahrwerke zur Aufnahme der Gelenkbolzen .....	74
Abbildung 4-34: Optimierung der Bahnkurve .....	75
Abbildung 4-35: Bahnkurve der Kappenspitze bei einer Neigung von $5^\circ = 5,5\%$ .....	76
Abbildung 4-36: Abweichung der Kappenspitze in Abhängigkeit der Mächtigkeit .....	77
Abbildung 4-37: Belastung des Koppelgetriebes .....	79
Abbildung 4-38: Kraftverlauf der Lager- und Bolzenkräfte .....	80
Abbildung 4-39: Kinematik des Raupenschildes (Blickrichtung von hinten) .....	81
Abbildung 4-40: Kraftverlauf beim Setzen eines Schildes mit vorgespannter Kappe .....	83
Abbildung 4-41: Raupenschild mit zwei Hydraulikstempeln für große Mächtigkeiten .....	86
Abbildung 4-42: Standsicherheit des Raupenschildes .....	87
Abbildung 4-43: Selbsthaltung beim Raupenschild .....	90
Abbildung 4-44: Spaltabdichtung beim Raupenschild .....	91
Abbildung 4-45: Spaltabdichtung (transparent), Ausschiebezylinder (sichtbar) .....	92
Abbildung 5-1: Typischer Abbaubetrieb im deutschen Steinkohlenbergbau .....	94

---

---

Abbildung 5-2: Einsatz eines Raupenschildes am Streb-Streckenübergang am Hilfsantrieb (Vorziehschritt) .....	96
Abbildung 5-3: Einsatz des Raupenschildes am Hauptantrieb .....	98
Abbildung 5-4: Einsatz des Raupenschildes mit Verschalungshilfe .....	100
Abbildung 5-5: Zwickel zwischen den Baustoffpfeilern und der Strecke [Quelle: Glückauf Hydraulik, Produktübersicht] .....	101
Abbildung 5-6: Verwendung eines Raupenschildes und einer Gleitschalwand 4 Streckenbegleitdamm, 5 Raupenschild, , A Gleitschalwand, B Übergangsschilde, C Strebschilde .....	102
Abbildung 7-1: Raupenschild .....	107
Abbildung 8-1: Gewinnungsgerät Frontladehobel in Kombination mit Zweistempel-Lemniskatenschild [MUES] .....	109
Abbildung 8-2: Frontladehobel als Stallmaschine bei Hobelbetrieben [MUES] .....	111
Abbildung 9-1: Leistungsdiagramm nach DIN 8195 für Rollenketten nach DIN 8187 .....	121
Abbildung 9-2: Rollenkette DIN 8187 - 64B -3 .....	122

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Morphologischer Kasten für Strebendschilde (Teilfunktionen) .....	7
Tabelle 3-2: Systematische Variation des rahmenartigen Ausbaus .....	9
Tabelle 3-3: Nähere Betrachtung der Rückeinrichtung .....	11
Tabelle 3-4: Bewertung der Fortbewegung.....	12
Tabelle 3-5: Variationen Raupenfahrwerk + gerade, ebene Kappe.....	13
Tabelle 3-6: Variationen Raupenfahrwerk + vorgespannte Kappe .....	14
Tabelle 3-7: Variationen Raupenfahrwerk + gelenkig geteilte Kappe.....	14
Tabelle 3-8: Variationen Raupenfahrwerk + mehrfach geteilte Kappe .....	15
Tabelle 3-9: Mögliche Konstruktionsvarianten.....	29
Tabelle 3-10: Lastenheft für einen Strebrandschild.....	31
Tabelle 4-1: Gesteinsmechanische Kennwerte des Steinkohlengebirges [JUNKER].....	45
Tabelle 4-2: Variation der Anschlagpunkte .....	71
Tabelle 4-3: Positionen der Gelenkpunkte bzgl. einer optimalen Bahnkurve .....	77

## Formelverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a$	mm	tatsächlicher Wellenmittenabstand
$b_t$	m	Kettenbreite
$c$	MPa	Kohäsion
$f$	mm	Betrag der größten Durchbiegung
$f_1$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Zähnezahl
$f_2$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Wellenabstände
$f_3$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Kettengliedform
$f_4$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der überlaufenden Kettenräder
$f_5$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Lebensdauer
$f_6$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Umweltbedingungen
$g$	mm	Betrag der Durchbiegung an beliebiger Stelle
$h_g$	mm	Steghöhe
$l_s$	m	auf die Horizontale projizierte Bruchlänge des Bodens
$l_t$	m	Kettenaufstandslänge
$p$	mm	Kettenteilung
$p$	Pa	(Hydraulik)-Druck
$p_{AW}$	kN/m <sup>2</sup>	vorhandener Ausbaustützdruck
$q$	N/m <sup>2</sup>	Flächenlast
$r$	m	Radius
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$z_1$	1	Zähnezahl des Kettenrades 1
$A$	m <sup>2</sup>	Raupenaufstandsfläche
$AW_g$	kN/m <sup>2</sup>	erforderlicher Ausbauwiderstand
$B_{max}$	m	maximale Strebbreite
$D$	m	Durchmesser
$E$	MPa	E-Modul
$E_s$	MPa	Schubmodul
$F_{Ab}$	kN	resultierende Kraft des Hangenden
$F_E$	kN	Zug- oder Druckkraft des Eckzylinders
$F_G$	N	Gewichtskraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_p$	kN	angenommene anteilige Kraft auf eine Laufrolle
$F_p$	kN	Passiver Erdwiderstand

---

$F_{pn}$	kN	Normalkomponente des passiven Erdwiderstands
$F_R$	N	Reibkraft
$F_S$	N	Stempelkraft
$I$	m <sup>4</sup>	Flächenträgheitsmoment
$K_A$	1	Anwendungsfaktor
$K_{py}, K_{pq}, K_{pc}$	1	Beiwerte zur Berücksichtigung der inneren Bodenreibung sowie der Reibung zwischen Kettensteg und Boden
$L$	m	Kappenlänge
$M$	Nm	Drehmoment
$M$	m	gebaute Mächtigkeit
$N_p, N_q, N_c$	1	Bodentragfähigkeitsbeiwerte nach Terzaghi
$P_1$	kW	erforderliche Antriebsleistung
$P_D$	kW	Diagrammleistung
$W_{cG}$	kN	zulässiges Fahrzeuggesamtgewicht
$\gamma_s$	kN/m <sup>3</sup>	Bodenwichte
$\mu$	1	Reibfaktor
$\sigma$	MPa	Bodendruck
$\sigma_m$	N/m <sup>2</sup>	mittlere statische Bodendruck
$\Phi$	°	Winkel der inneren Bodenreibung
$\omega$	1/s	Winkelgeschwindigkeit

---

## **1 Einleitung**

Die vorliegende Arbeit entstand aus einem von dem Forschungsfonds für Kohle und Stahl (Research Fund for Coal and Steel - RFCS) geförderten Projekts, welches am Institut für Bergbau, Abteilung für Maschinelle Betriebsmittel und Verfahren im Bergbau unter Tage, bearbeitet wurde. Den Ursprung, dieser von der EU geförderterten Projekte, bildete die 1952 gegründete Europäische Gemeinschaft für Kohle und Stahl (EGKS oder Montanunion genannt).

Ziel der RFCS-Projekte ist die Absicht einen gesunden Energiemix in Europa zu erhalten. Steinkohle als fossiler Energieträger weist einen weltweiten Anteil bei der Erzeugung von Strom von ungefähr 40 % auf und ist innerhalb der EU in großen Mengen vorhanden. Hinzukommend weisen alle Länder der EU eine politische Stabilität auf. Um auch zukünftig einen wirtschaftlichen untertägigen Steinkohlenbergbau innerhalb der EU zu gewährleisten, werden Forschungsgelder vergeben, um diesen Bereich maschinentechnisch und organisatorisch weiter zu automatisieren, aber auch um neue, effizientere Abbaumethoden zu entwickeln.

Das in der Abteilung für Maschinelle Betriebsmittel und Verfahren im Bergbau unter Tage bearbeitete Projekt NEMAEQ hat die Hauptabsicht, den langfrontartigen Abbau im Walzenbetrieb weiter zu automatisieren. Der sogenannte Strebbau ist ein bergbauliches Abbauverfahren im Untertagebau, das in flözartigen Lagerstätten zur Anwendung kommt. Das Institut für Bergbau hat dabei im Wesentlichen die Automatisierungsmöglichkeiten am Streb-Streckenübergang untersucht.



---

## **2 Problemstellung und Aufgabenbeschreibung**

Im Bereich des Streb-Streckenübergangs befindet sich neben dem Antrieb eine große Konzentration an Maschinen, Material und Menschen. Der Bereich erstreckt sich zum einen, vom Strebförderer aus gemessen, rund 5 m in Richtung des Abbaufeldes und zum anderen bis etwa 10 m hinter den Strebförderer. Im Streb reicht der Streb-Streckenübergang bis zum zweiten Schild des Regelausbaus. In diesem Bereich müssen zur Sicherung umfangreiche Ausbau- und Sicherungsarbeiten durchgeführt werden. Der Streckenausbau muss ausgelöst und transportiert werden: Die Stoßsegmente müssen nach Strebdurchgang wieder eingebaut werden. Die Saumkante am Strebrandbereich muss gegen Hangendnachfall gesichert werden. Für zweifach genutzte Strecken muss ein Streckenbegleitdamm erstellt werden. Im Gegensatz zum Streb ist es bisher nicht gelungen, den Streb-Streckenübergang vollständig zu automatisieren. Dadurch entstehen in diesem Bereich immer noch sehr hohe Kosten aufgrund der langen Stillstandszeiten und des hohen Personalbedarfs, der für das Rücken der Antriebe und des Ausbaus - aufgrund des Abbaufortschritts - benötigt werden. Der Streb-Streckenübergang ist hinsichtlich der erhöhten gebirgsmechanischen Spannungen zudem ein besonders kritischer Bereich.

### **2.1 Probleme des Schreitausbaus bisheriger Entwicklungen**

Seit vielen Jahren wird im deutschen Steinkohlenbergbau versucht, den Streb-Saumbereich mittels eines Schreitausbaus zu mechanisieren. Aufgrund des Aufeinandertreffens von zwei geometrisch unterschiedlichen Querschnitten - bogenförmig in der Strecke und rechteckförmig im Streb - ist dieser Bereich einer besonders hohen gebirgsmechanischen Beanspruchung und somit Destabilisierung ausgesetzt. Die bisherigen Entwicklungen hatten stets das Ziel, die Stillstandszeiten durch Ausbauarbeiten am Strebsaum zu reduzieren, die körperliche Arbeit (das Umsetzen der Einzelstempel) entbehrlich zu

---

machen und die Arbeitssicherheit zu verbessern. Der Großteil der bisher entwickelten schreitenden Ausbausysteme weist den Nachteil auf, dass während des Schreitvorgangs die Hydraulikstempel eingefahren sind, also während dieser Zeitspanne keine und nur eine verminderte Ausbaustützkraft zur Verfügung gestellt wird. Bei den Normalschilden im Streb wirkt sich diese Tatsache nicht sehr nachteilig aus, da die Nachbarschilder die tragende Funktion des schreitenden Ausbaugesells in der Zeit des Schreitvorgangs zum Teil mit übernehmen. Wird nach Strebdurchgang die Strecke abgeworfen, d.h. wenn keine intakte Saumkante erhalten bleiben muss, muss ein Schreitausbau für den Strebrand die gleichen Anforderungen wie ein Regelschildausbau im Streb erfüllen. In diesen Fällen kann dann auch ein üblicher Schild, evtl. mit verlängerter Kappe, zum Einsatz kommen. Soll aber die Strecke offen gehalten werden, muss im Saumbereich nach Strebdurchgang noch ein funktionsfähiges Hangendes erhalten bleiben, um die Saumsicherung, z.B. in Form eines Baustoffdamms, einbringen zu können. Die Saumkante wird allerdings durch einen schreitenden Schildausbau durch mehrfaches Lösen und erneutes Setzen der Stempel mit hoher Stützkraftamplitude und -frequenz belastet. Dabei wird das Hangende und Liegende so weit zerstört, dass ein planmäßiges Einbringen des Saumversatzes erschwert wird. Dieses ungleichmäßige Be- und Entlasten des Hangenden während des Schreitvorgangs wird häufig als „Trampeleffekt“ bezeichnet. Ein Ausbau mit Einzelstempeln weist diesen Nachteil nicht auf. Der Ausbau wird unmittelbar hinter dem Förderer eingebracht und bleibt solange in seiner Tragfunktion erhalten, bis er nicht mehr nötig ist. Die Entwicklungen der letzten Zeit, um den Trampeleffekt zu minimieren, brachten u.a. Schreitausbausysteme hervor, die schmal und in größerer Anzahl ausgeführt wurden, um die Amplitude der Stützkraftverteilung, bezogen auf die Gesamtfläche, möglichst gering zu halten [JUNKER, Seite 617-622]<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Autorennamen in Grossbuchstaben beziehen sich auf das Literaturverzeichnis ab Seite 113. Seitenzahlen beziehen sich auf die Seitenzahlen der jeweiligen Quelle.

---

Beispielhaft seien hier der Kompaktschild und der Triple-Saumschild (siehe Abbildung 2-1) genannt.

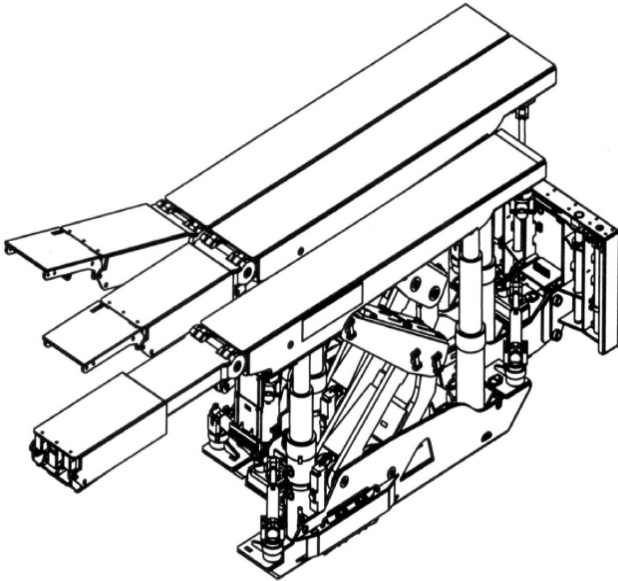


Abbildung 2-1: Triple-Saumschild der Fa. Glückauf [JUNKER]

## 2.2 Aufgabenbeschreibung

Die wohl aufwendigste Entwicklung entsteht aus der Überlegung heraus, den Trampeffekt zu minimieren. Die meisten Sonderschilde im Strebsaumbereich erzeugen diesen Effekt und werden meistens aus selbigem Grund nicht mehr eingesetzt. Schildausbausysteme weisen jedoch aber den großen Vorteil auf, dass sie praktisch selbständig rücken, das Hangende sehr gut sichern, die Arbeitssicherheit verbessern sowie den manuellen Aufwand minimieren

können. Deshalb soll mittels gängiger Entwicklungsmethoden ein alternativer Strebendschild<sup>2</sup> entwickelt werden, der alle Vorteile des regulären Schildausbaus besitzt, sich allerdings ohne „Trampeleffekt“ mitbewegt.

---

<sup>2</sup> Als Strebendschilde werden in dieser Arbeit alle Schilde bezeichnet, die direkt an die Strecke angrenzen. Als Strebrandschilde werden alle Schilde bezeichnet, die ausgehend von der Strecke bis hin zum Regelausbau verwendet werden können.

---

---

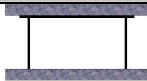
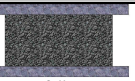

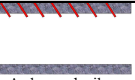
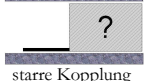
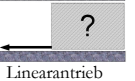




### **3 Ausarbeitung von Lösungsvorschlägen für einen Strebrandschild**

Für die Entwicklung eines alternativen Strebendschildes bietet sich der Morphologische Kasten als geeignete Entwicklungsmethode an. Dabei kann durch die systematische Kombination unterschiedlicher Eigenschaften und Ausprägungen die Entwicklung bis zum heutigen Stand nachvollzogen und eine mögliche Weiterentwicklung gefunden werden. Selbst wenn bereits Lösungen vorhanden sind, kann es sinnvoll sein, nach weiteren Alternativen zu suchen. Immer wieder lässt sich feststellen, dass vorhandene Ansätze durch kleine Modifikationen zu besseren Lösungsideen weiterentwickelt werden können [LINDEMANN]. Der Morphologische Kasten ist in der Praxis aufgrund seiner Vorteile, z.B. der Anregung nach weiteren Lösungsideen zu suchen, sehr verbreitet. Zu Zwecken der Dokumentation und um einen Überblick über das gesamte Lösungsfeld zu bekommen bietet sich dieses Verfahren besonders an [EHRENSPIEL].

#### **3.1 Entwicklung von Lösungsideen für einen Strebrandschild**

Die morphologische Analyse ist eine kreative analytische Methode, um komplexe Problembereiche vollständig zu erfassen und alle möglichen Lösungen vorurteilslos zu betrachten. Zusammen mit der Analyse des Problems ist eine Verallgemeinerung der Fragestellung zweckmäßig. Dadurch erweitert man das Problemfeld mit dem Ziel, originelle Lösungen zu finden. Die morphologische Analyse bedient sich des morphologischen Kastens, des anschaulichen Bildes einer mehrdimensionalen Matrix. Die Methode des Morphologischen Kastens nach [LINDEMANN] erfordert im ersten Schritt eine Sortierung aller generierten Lösungsideen. Zur besseren Übersicht können Lösungsklassen gebildet werden. Zu einer Lösungsklasse können zum Beispiel alle Teillösungen, die mit elektrischen, mechanischen oder hydraulischen Wirkprinzipien kombiniert werden, zusammengefasst werden. Kriterien, auf deren Basis sich Lösungsklassen bilden lassen, können auch aus dem Kontext,

wie z.B. den zu erwartenden Herstellkosten, stammen. In der folgenden Tabelle sind den festgelegten Lösungsklassen Teilfunktionen zugewiesen. Die zentrale Fragestellung lautet dabei: „Welche Funktionen muss ein Strebrandschild erfüllen und auf welche Art und Weise kann das gemacht werden?“

Lösungs- klasse	Teilfunktion 1	Teilfunktion 2	Teilfunktion 3	Teilfunktion 4
Hangendes sichern	 Rahmenartiger Ausbau	 Verfüllung	 Einzelstützen	 Ankerteknik
Rückkehr- ung und Widerlager für den Förderer	 starre Kopplung	 Linearantrieb		
Fahrweg für das Personal	Hohlraum			
Rückkehr- ung	 translatorisch, ziehend, schiebend	 horizontal + vertikal, schreitend	 rollend	 robbend, wälzend, kriechend

**Tabelle 3-1: Morphologischer Kasten für Strebrandschilde (Teilfunktionen)**

Stehen  $m_1$  Lösungen für die Teilfunktion  $F_1$  und  $m_2$  Lösungen für die Teilfunktion  $F_2$  usw. zur Verfügung, so erhält man nach einer vollständigen Kombination  $N$  Gesamtlösungsvarianten.

$$N = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3 \cdot \dots = \prod m_i \quad (3-1)$$

---

Für Strebrandschilde existieren demnach grundsätzlich 32 mögliche Lösungsideen. Die Anzahl der gefundenen Lösungsideen lässt sich durch geeignete Auswahlstrategien verringern. So kann bereits an dieser Stelle die Funktion „Hangendes sichern“ zur Begrenzung der gefundenen Lösungsideen benutzt werden. Die Verfüllung ist als alleiniger Ausbau im Strebrandbereich selbst mit modernen Baustoffen nicht realisierbar, da ein vorkragender Baustoffdamm nicht ohne Verschalung herstellbar ist. Ein automatisiertes Einzelstützen-System (Robotertechnik) ist schwierig zu realisieren und die Ankertechnik ist nur bei guten Hangendverhältnissen einsetzbar [KULASSEK]. Allen drei ausgeschlossenen Varianten wäre aber gemein, dass die Anforderung bzgl. der Minimierung des Trampeffekts, vermieden werden könnte. Somit bleibt nur der rahmenartige Ausbau übrig und muss daher näher betrachtet oder ggf. bestehende Lösungen verbessert werden, um hier eine verbesserte Lösung zu finden. Dazu werden im nächsten Schritt weitere Varianten dieses Typs aufgedeckt. Die Art der Fortbewegung, genauer gesagt die Art der Rückeinrichtung, übt einen wesentlichen Einfluss auf den Trampeffekt aus. Die schreitende Rückeinrichtung verursacht den Trampeffekt, die rollende oder wälzende Rückeinrichtung ist eine gebirgsschonende Fortbewegung. Aus diesem Grund werden im Folgenden diese beiden Rückeinrichtungen näher betrachtet.

Die systematische Variation charakteristischer Merkmale bestehender Lösungsideen nach [LINDEMANN] ist ein geeigneter Ansatz, wenn zusätzliche Alternativen erzeugt werden sollen. Charakteristische Merkmale können zum Beispiel die Form eines Bauteils, die Anzahl eines bestimmten Elements, seine Größe, die Lage von Wirkflächen sowie viele weitere Eigenschaften sein. Da der grundsätzliche Variationsraum unüberschaubar groß ist, muss hierbei unbedingt zielorientiert vorgegangen werden. Aufgrund der besseren Übersicht haben sich Checklisten etabliert, in denen derartige Variationsmerkmale geordnet aufgeführt werden. [EHRENSPIEL] zum Beispiel stellt solche

---

Checklisten zur Verfügung. Die folgende Tabelle zeigt eine Variation des rahmenartigen Ausbaus mit rollender und wälzender Rückeinrichtung<sup>3</sup>.






















	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5	Variante 6
Form des Kappendaches	 gerade, eben	 gebogen, gekrümmt, vorgespannt	 einfach gelenkig geteilt	 mehrfach gelenkig geteilt	 kreisrund, halbkreisförmig	 längsgeteilt
Anzahl und Lage des Antriebes	 linear einreihig senkrecht	 linear, zwei hintereinander senkrecht	 linear, zwei parallel o. zwei V-förmig	 linear, horizontal	 linear, schräg	 rotatorisch
Kinematik, Aufnahme der Kräfte	 starr, unnachgiebig	 einfache Kinematik	 Koppelgetriebe <sup>4</sup>	 flexibel, anpassungsfähig		
Rückeinrichtung	 Linear	 rollend, großer Abstand	 rollend, kleiner Abstand	 einfache Raupe	 robbend, wälzend, kriechend	

Tabelle 3-2: Systematische Variation des rahmenartigen Ausbaus

Um einerseits den Überblick zu behalten, andererseits jedoch die Eigenschaften auch möglichst zielorientiert und vollständig zu variieren, bietet es sich an, die zu variierenden Lösungsideen anhand ihrer Merkmale zu systematisieren (siehe

<sup>3</sup> Die rollende oder wälzende Rückeinrichtung ist streng genommen bereits eine Variation der Anzahl der anliegenden Kappenelemente. Wird diese Anzahl auf „Drei“ erhöht, erhält man den in Abbildung 2-1 gezeigten Triple-Saumschild.

<sup>4</sup> Eine Vielzahl von Variationen der Koppelgetriebe lassen sich bei [VOLMER, Seite 62 ff.] finden. Mit Hilfe der Getriebetechnik können Drehgelenke auch beliebig durch Schub-, Drehschub-, Schrauben- oder Gleitwälgelenke (Zahnräder) ersetzt werden. Die Anzahl möglicher Varianten ist praktisch unbegrenzt. Die Untersuchung des Koppelgetriebes ist daher im Kapitel 4.3 ab Seite 63 zu finden.



---





Tabelle 3-2). Ein solches Ordnungsschema regt zum Suchen nach weiteren Lösungen an und erleichtert das Erkennen wesentlicher Lösungsmerkmale [LINDEMANN].

Mit Hilfe eines geeigneten Auswahlverfahrens wird die Anzahl der möglichen Lösungen eingeschränkt. Dazu werden die gefundenen Teillösungen, bevor alle Ausbaulösungen entwickelt werden, bzgl. folgender Eigenschaften nach [PAHL] bewertet:





- Minimierung des Trampeffekts
- Hohe Ausbauwiderstände
- Abstand Kappenspitze-Kohlenstoß (KaKo) und Kappenspitze-Kufenspitze (KaKu) wie bei Normalschilden
- Anbindung an den Förderer ermöglichen
- Steuerungstechnische Integration in die Automatisierung des Normalschildbetriebes

Zudem werden verträgliche und kollisionsfreie Lösungen miteinander verknüpft. Da jedoch alle erdenklichen Lösungen gefunden worden sind, kann man sich ziemlich sicher sein, die bestmögliche Lösung gefunden zu haben. Spontane Ideen sind bei komplexen Aufgaben selten die Besten.

Um den Trampeffekt zu minimieren, genügt es nur die Art der Fortbewegung – die Rückeinrichtung – näher zu betrachten, da alle anderen Teilfunktionen den Trampeffekt nicht beeinflussen. In einem nächsten Schritt wird daher die Rückeinrichtung bzgl. der geforderten Eigenschaften näher untersucht (siehe Tabelle 3-3) und kritisch bewertet (siehe Tabelle 3-4).

	Vorteile	Nachteile
 rollend, großer Abstand	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Konstruktiv einfach zu lösen</li> <li>- Einfache Rahmenkonstruktion</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Achsbelastung aufgrund hoher Kräfte sehr hoch</li> <li>- Zwischen den Achsen keine Hangendunterstützung</li> </ul>
 rollend kleiner Abstand	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Anpassung an das Hangende</li> <li>- Maschinenelemente sind vorhanden</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Zwischen den Rollen entsteht ein Hohlraum, der das Hangende nicht sichert und einen Hohlraum darstellt → Berge verklemmen sich dort</li> <li>- Hohe Achsbelastung</li> <li>- Linienbelastung am Hangenden</li> </ul>
 einfache Raupe	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bessere Anpassung an das Hangende</li> <li>- Fast gleichbleibende Kräfteinleitung über die gesamte Länge</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Hohe Achsbelastung</li> <li>- Hohe Kettenbelastung</li> <li>- Hohe Antriebskräfte</li> </ul>
 robbend, wälzend, kriechend	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Anpassung an das Hangende</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Schwierig zu steuernder Ablauf (kommt eigentlich nur in der Natur vor), technische Umsetzung daher nur sehr grob möglich</li> </ul>

**Tabelle 3-3: Nähere Betrachtung der Ruckeinrichtung**

	Vermeidung Trampel- effekt	Hohe Ausbauwider- stände	Abstand Kappenspit- ze – Kohlenstoß u. Kappen- spitze - Kufenspitze	Anbindung an den Förderer u. steuerungs- technische Integration	Gesamt <sup>5</sup>
 rollend, großer Abstand	5,0	3,0	2,0	2,0	3,5
 rollend kleiner Abstand	4,0	2,0	2,0	2,0	2,8
 einfache Raupe	1,3	2,3	2,0	2,0	1,7
 robbend, wälzend, kriechend	2,0	3,0	2,0	2,0	2,1

**Tabelle 3-4: Bewertung der Fortbewegung**

Aus der obigen Bewertung resultiert, dass die einfache Raupe die geeignetste Fortbewegungsart darstellt. In einem folgenden Schritt wird daher die einfache Raupe, siehe Tabelle 3-4 mit den systematischen Variationen aus der Tabelle 3-2 sinnvoll verknüpft. Viele dieser Lösungen entsprechen bereits der historischen Entwicklung (siehe Kapitel 3.2 ab Seite 16). Einige Kombinationen könnten für einen zukünftigen Ausbau verwendet werden.

<sup>5</sup> gewichtete Gesamtbewertung: Trampel-effekt minimieren 40 %, hohe Ausbauwiderstände 30 %, Abstände 20 %, Anbindung an den Förderer u. steuerungstechnische Integration 10 % .

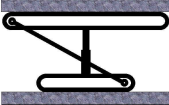
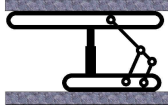
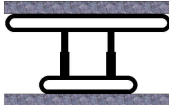
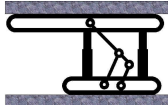
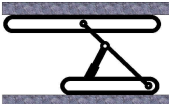
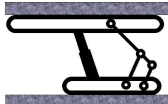
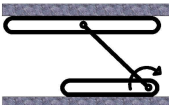
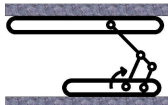
Raupenfahrwerk + gerade, ebene Kappe	starr und unnachgiebiger Ausbau	einfache Kinematik	Koppelgetriebe
1 Linearantrieb, senkrecht	nicht sinnvoll		
2 Linearantriebe, senkrecht		wie oben	
Linearantrieb, schräg	nicht sinnvoll		
Rotations- antrieb	nicht sinnvoll		

Tabelle 3-5: Variationen Raupenfahrwerk + gerade, ebene Kappe

Tabelle 3-5 zeigt die Variation eines Raupenfahrwerks mit gerader, nicht geteilter Kappe. Tabelle 3-6 zeigt die Variation eines Raupenfahrwerks mit vorgespannter Kappe.

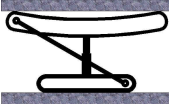
Raupenfahrwerk + gebogen, vorgespannte Kappe	starr und unnachgiebiger Ausbau	einfache Kinematik	Koppelgetriebe
1 Linearantrieb, senkrecht	nicht sinnvoll		wie Tabelle 3-5 nur Kappe wie links
2 Linearantriebe, senkrecht	wie Tabelle 3-5 nur Kappe wie oben		
Linearantrieb, schräg			
Rotations- antrieb			

Tabelle 3-6: Variationen Raupenfahrwerk + vorgespannte Kappe

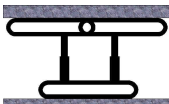
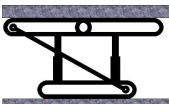
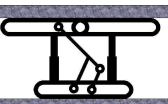
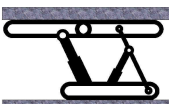
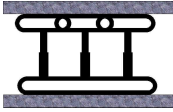
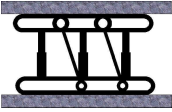
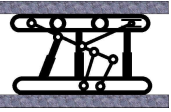
Raupenfahrwerk + einfach gelenkig geteilt	starr und unnachgiebiger Ausbau	einfache Kinematik	Koppelgetriebe
1 Linearantrieb, senkrecht	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll
2 Linearantriebe, senkrecht			
Linearantrieb, schräg	nicht sinnvoll		wie oben
Rotations- antrieb	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll

Tabelle 3-7: Variationen Raupenfahrwerk + gelenkig geteilte Kappe

Tabelle 3-7 zeigt die Variation eines Raupenfahrwerks mit einer einfach geteilten Kappe. Diese ist an der Verbindungsstelle gelenkig verbunden. Tabelle

3-8 zeigt eine weitere Variation dieser geteilten Kappe. Hier ist die Kappe allerdings mehrfach gelenkig geteilt.

<b>Raupenfahrwerk + mehrfach geteilt</b>	<b>starr und unnachgiebiger Ausbau</b>	<b>einfache Kinematik</b>	<b>Koppelgetriebe</b>
<b>1 Linearantrieb, senkrecht</b>	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll
<b>2 oder mehr Linearantriebe, senkrecht</b>			
<b>Linearantrieb, schräg</b>	wie oben	wie oben	wie oben
<b>Rotations- antrieb</b>	nicht sinnvoll	wie oben	wie oben

**Tabelle 3-8: Variationen Raupenfahrwerk + mehrfach geteilte Kappe**

Aus allen aufgezeigten Variationen wird schnell ersichtlich, dass rotatorische Antriebe zur Anpassung an die Mächtigkeit aufgrund der Hebelarme nicht geeignet sind, da die geforderten Ausbawiderstände nicht erreicht werden können. Eine mehrfache Teilung der Kappe führt zu komplizierten und konstruktiv aufwendigen Lösungen. Varianten mit einer kreisförmigen Kappe sind nur als Skizze realisierbar.

Bevor eine detaillierte Bewertung der generierten Lösungen erfolgt, soll in einem nächsten Entwicklungsschritt der Stand der Technik vorgestellt, untersucht und bewertet werden.

---

### 3.2 Stand der Technik bei Strebrandschilden

Da eine Vorwärtsbewegung mittels Raupenantrieb am ehesten dazu in der Lage sein wird, den Trampeleffekt zu minimieren, soll im nächsten Schritt gezeigt werden, welche Versuche bisher unternommen wurden, eine solche Idee umzusetzen. Da in der Vergangenheit diese Art von Schilden bereits entwickelt wurden, erscheint es sinnvoll, sich mit dieser Technik zu beschäftigen und problematische Bereiche dieser Technik weiter zu verbessern.

Die Recherche zum Stand der Technik wurde bewusst nach dem methodischen Entwickeln von Lösungsvorschlägen vorgenommen, um eine Voreingenommenheit für bestimmte Lösungen oder eine Favorisierung vorhandener Techniken auszuschließen.

Relevante Patente über Strebrandschilde mit Raupenfahrwerken existieren seit dem Jahr 1959. Die Konstruktionen werden in den folgenden Kapiteln kurz vorgestellt und deren wesentliche Merkmale, Vor- und Nachteile beschrieben. Nicht zum Patent angemeldete „Raupenschilde“ wurden nicht berücksichtigt, da es sich meist nur um Prototypen handelte, deren Einsatz nach einem untertätigen Test ausgeschlossen wurde. Des Weiteren werden nur solche „Raupenschilde“ aufgeführt, deren Raupenfahrwerke dazu dienen, das Hangende über die Rückbewegung hinweg zu unterstützen. Raupenfahrwerke, die nur der Fortbewegung dienen, wurden, um ein Verständnis für Raupenfahrwerke zu bekommen, zwar untersucht, innerhalb dieser Arbeit jedoch nicht berücksichtigt. Dimensionierungsgrundlagen, wie die Berechnung der Ketten oder der Antriebsräder für Raupenfahrwerke, sind in der Literatur zu finden. Siehe hierzu [KUNZE, Seite 121 ff.] oder [ROLOFF/MATEK, Seite 582 ff.]. Über die Fahrmechanik, die Kurvenfahrt und den Aufbau von Kettenlaufwerken informiert die Wehrtechnik sehr gut [MERHOF]. Über die speziellen Probleme der Raupenfahrwerk-Boden-Interaktion gibt [DÖRFLER] und [WENZLAWSKI] Auskunft. Über die Kinematik von Strebschilden informiert [IRRESBERGER] ausführlich. Die aufgeführte Literatur dient als Basiswissen um folgende Strebrandschilde bewerten zu können.

### **3.2.1 Hydraulisches Strebausbauelement der Fa. Maschinenfabrik u.**

#### **Eisengießerei A. Beien, Herne, Anmeldejahr 1959**

„Die Erfindung geht von einem hydraulischen Strebausbauelement aus, welches ein oberes und ein unteres mehrspuriges Raupenfahrwerk besitzt, wobei zwischen Ober- und Unterrahmen mehrere in der senkrechten Mittelebene im Abstand hintereinander angeordnete, längenveränderbare Stempel angeordnet sind und mindestens dem Liegend-Fahrwerk, das vorzugsweise kürzer als das Hangend-Fahrwerk bemessen ist, ein Antrieb zugeordnet ist. Diese Strebausbaulemente bilden einen zwar schweren, jedoch eine außerordentlich große Tragkraft aufweisenden Ausbau, der überdies jederzeit dem Abbaufortschritt folgend leicht vorgerückt werden kann, und zwar unter Aufrechterhaltung seiner vollen Tragkraft, d.h. ohne dass die Unterstützung des Hangenden vermindert oder aufgehoben wird [AUSBAUELEMENT].“



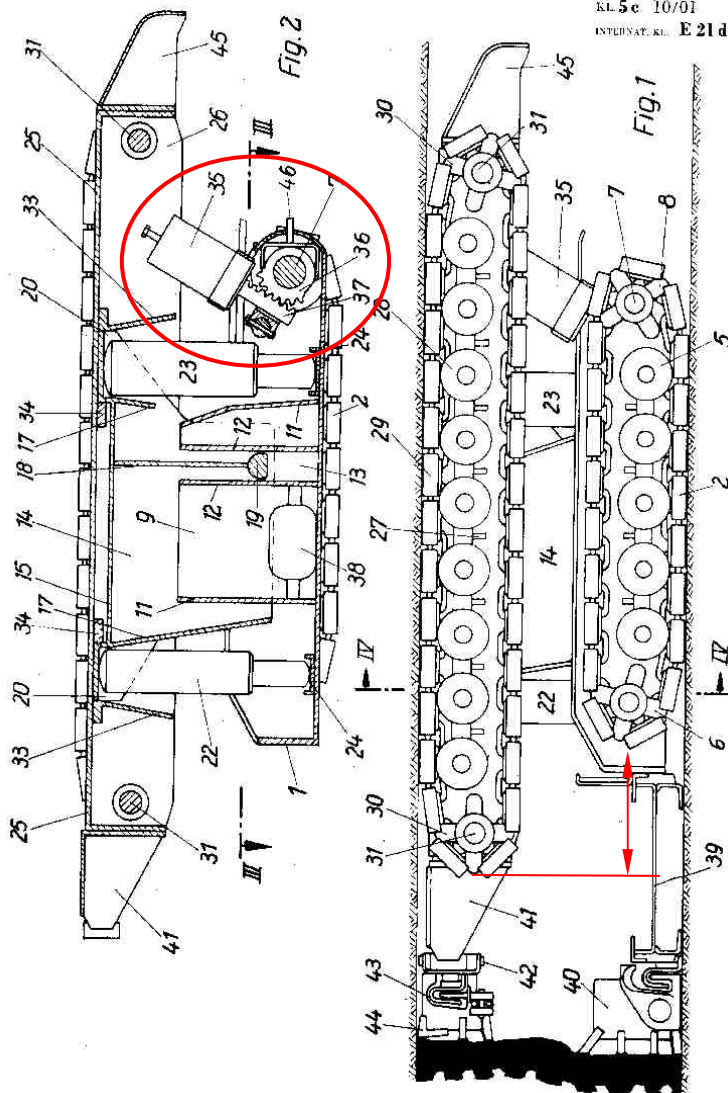


Abbildung 3-1: Hydraulisches Strebausbauelement (Seitenansicht)  
[AUSBAUELEMENT]

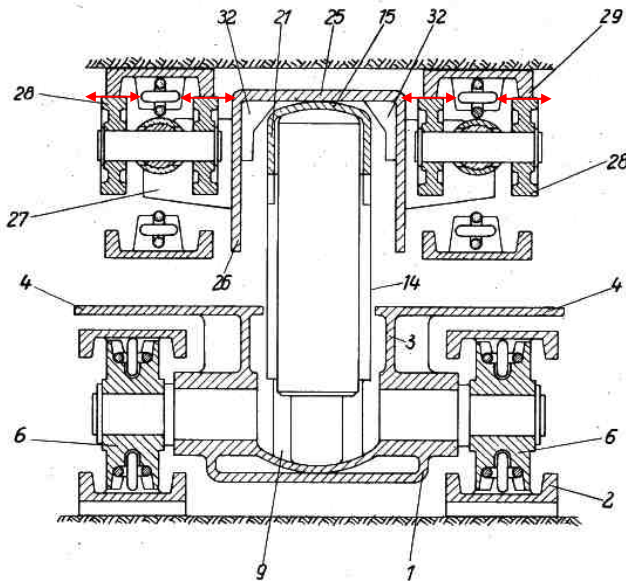


Abbildung 3-2: Hydraulisches Strebausbauelement (Schnitt von Vorne)

Ein wesentliches Merkmal der Erfindung stellt das Führungsgehäuse dar (siehe Abbildung 3-1, Pos. 14), welches das Ober- mit dem Unterteil verbindet. Dieses ist in der Lage, Querkräfte in Richtung des Alter Mannes aufzunehmen und ein Schwenken des Oberteils in Längsrichtung zu ermöglichen. Das Führungsgehäuse übernimmt somit die Funktion eines Kreuzgelenkes, so dass die lose aufeinandergesteckten Teile sich sämtlichen vorkommenden Unregelmäßigkeiten im Verlauf des Liegenden und des Hangenden anpassen können.

#### Vorteile dieser Konstruktion:

- Es wirken keine Querkräfte auf die Stempel, sondern nur Druckkräfte, es sei denn es treten die beschriebenen Nachteile auf.
- Der Trampleffekt wird vermieden.

---

**Nachteile dieser Konstruktion:**

- Die Hydraulikstempel können sich in den Taschen (siehe Abbildung 3-1, Pos. 17, 33) bewegen.
- Durch ungünstige Krafteinleitung aufgrund des großen Stempelabstandes kann die Kappe kippen. Dadurch wird eine Nachsetzsteuerung für die Stempel erforderlich, um den Druck konstant zu halten; siehe Problematik der nicht mehr verwendeten 4-Stempel-Schilde. Ohne Nachsetzsteuerung wird der hintere Stempel unter ungünstigen Bedingungen sogar komplett entlastet.
- Der Abstand „Kappenspitze-Kufenspitze“ ist sehr klein.
- Laut Patentschrift beträgt die ausgeübte Andruckkraft ca. 300 kN: Ursache hierfür ist die für heutige Ansprüche ungünstige Rahmenkonstruktion (siehe Abbildung 3-2, Pos. 1).
- Das Zugmittel des Raupenfahrwerks ist eine Rundstahlkette und die Bodenplatten werden seitlich nicht geführt (siehe Abbildung 3-2, Pos. 6, 28, 29): Dadurch ist eine Kraftübertragung in Querrichtung (in Strebrichtung) nicht möglich, weshalb ein Einsatz bei geneigten Flözen (Einfällen) ebenfalls nicht möglich erscheint.
- Die Kette wird durchhängen, da keine Spannvorrichtung vorhanden ist. Spätestens nach einer gewissen Zeit wird die Kettenlänge sich nachteilig auf einen Einsatz auswirken.
- Der Kettenradantrieb (siehe Abbildung 3-1, Pos. 35, 36, 37) benötigt viel Raum.
- Es gibt keinen Fahrweg für Personal.
- Es gibt keine eigene Rückeinrichtung für den Förderer: Der Raupenantrieb muss den Schild und den Förderer in angemessener Geschwindigkeit bewegen können. Der an einem Zahnrad eingreifende Hydraulikzylinder wird keine Vorwärtsbewegung erzeugen können, wie sie heutzutage in Hochleistungsstrebetrieben erforderlich ist.

- Die ungünstige Position (sehr weit vorne) des vorderen Stempels (siehe Abbildung 3-1, Pos. 22) sorgt dafür, dass das Liegendfahrwerk in das Liegende gedrückt wird, da die Bodenpressung in diesem Bereich sehr hoch sein wird. Ein sogenannter „Base-Lift“ wird notwendig.

### **3.2.2 Fahrbares, rahmenartiges Strebausbauglied der Fa.**

#### **Maschinenfabrik und Eisengießerei A. Beien, Herne, Anmeldejahr 1960**

„Die Erfindung betrifft ein fahrbares, rahmenartiges Strebausbauglied, bei welchem zwischen dem kappenartigen Oberteil und dem sohlenartigen Unterteil mehrere längenveränderbare hydraulische Stempel nach Art parallelogrammartiger Gelenkstützen im Abstand voneinander angeordnet sind, wobei zusätzlich zu den Stempeln mindestens ein in Längsrichtung schräg angeordneter Lenker zwischen einem vorderen Abschnitt des Oberteils und einem zurückliegenden Abschnitt des Unterteils gelenkig eingespannt ist. (...) Die sichere Arbeitsweise dieses Ausbaugliedes, insbesondere die Belastbarkeit bzw. die Tragfähigkeit, wird dadurch wesentlich erhöht, dass die Raupenbänder gleitend auf den Seitenbereichen des Oberteils geführt sind. In ähnlicher, jedoch umgekehrter Weise können auch die Raupenbänder des Unterteils angeordnet sein (siehe Abbildung 3-3). Die gleitende Abstützung auf entsprechenden Führungsschienen des Rahmenteils ermöglicht eine große Kraftaufnahme und Kraftübertragung [AUSBAUGLIED].“

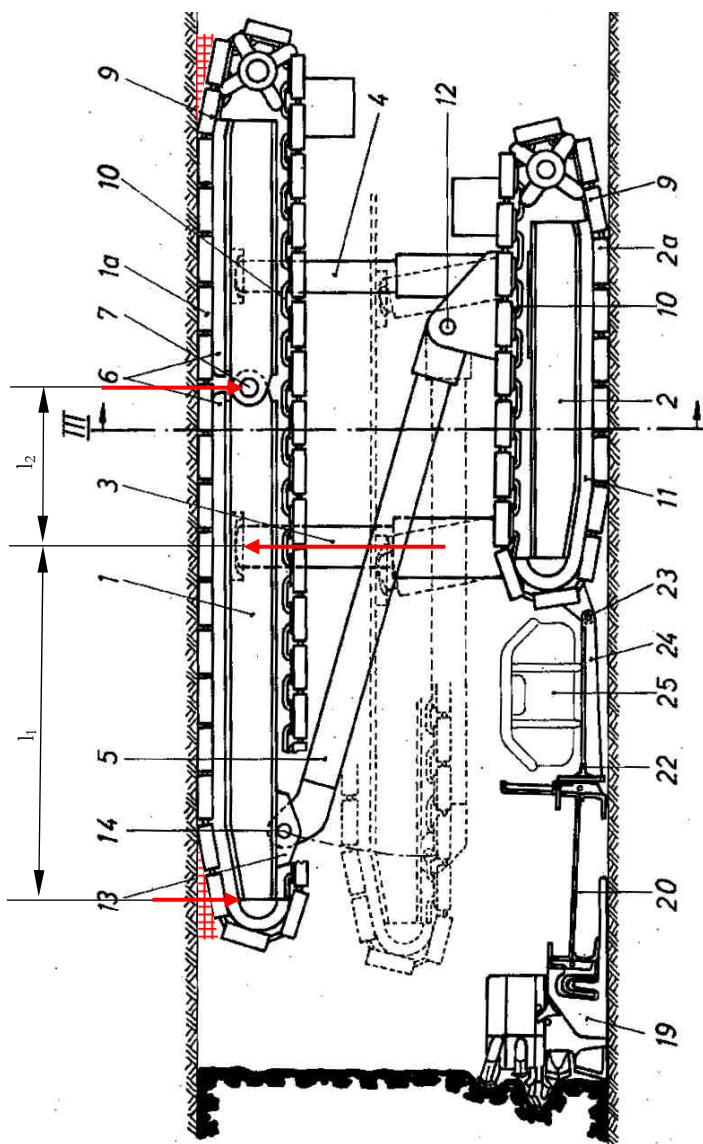


Abbildung 3-3: Fahrbares, rahmenartiges Strebausbauglied [AUSBAUGLIED]

**Vorteile dieser Konstruktion:**

- Es wirken keine Querkräfte auf die Stempel, sondern nur Druckkräfte, es sei denn es treten die beschriebenen Nachteile auf.
- Der Trampeleffekt wird vermieden.
- Die Rahmenkonstruktion baut sehr niedrig.
- Eine Anpassung an das Hangende aufgrund des Gelenks (siehe Abbildung 3-3, Pos. 7) ist möglich.

**Nachteile dieser Konstruktion:**

- Die Bewegung der Kappenspitze erfolgt kreisförmig wie bei einem Kreisbogenschild. Der Abstand Kappenspitze-Kohlenstoß ist daher nicht konstant.
- Die Kette wird durchhängen, da keine Spannvorrichtung vorhanden ist. Spätestens nach einer gewissen Zeit wird die Kettenlängung sich nachteilig auf einen Einsatz auswirken.
- Es gibt keine eigene Rückeinrichtung für den Förderer: Der Raupenantrieb muss den Schild und den Förderer in angemessener Geschwindigkeit bewegen können. Der an einem Zahnrad eingreifende Hydraulikzylinder wird keine Vorwärtsbewegung erzeugen können, wie sie heutzutage in Hochleistungsstreibetrieben erforderlich ist.
- Die Gleitführung (siehe Abbildung 3-3, Pos. 6, 11) führt zu einem wesentlich höheren Reibfaktor als bei einer Konstruktion mit Laufrollen. Dies wird sich negativ auf den Verschleiß auswirken.
- Bedingt durch die höheren Reibungsverhältnisse entlang der Gleitbahn wird eine große Antriebsleistung notwendig sein.
- Die gelenkige Teilung des Kappendaches (siehe Abbildung 3-3, Pos. 6) sorgt für ein gerade noch zulässiges Längenverhältnis ( $l_1/l_2$ ) an der Kappe. Eine Krafteinleitung an der Kappenspitze ist sehr gering [IRRESBERGER, Seite 38 ff.]. Über dem Gelenk (siehe Abbildung 3-3, Pos. 7) wird das Hangende besonders belastet, da hier zweifach eine große Hebelkraft

- 
- aufgrund des kurzen Hebelarms angreift. Einmal vom vorderen Teil der Kappe (eingezeichnet) und einmal vom hinteren Teil (nicht eingezeichnet).
- Insbesondere in der Nähe des Gelenks wird die Kette hohen Zugkräften ausgesetzt sein.
  - Der vertikale Versatz der Antriebstrommel und Umlenkrolle (siehe Abbildung 3-3, Schraffur), um den Polygoneffekt auszugleichen [siehe ROLOFF/MATEK, Seite 587 ff.], sorgt für einen Spaltbereich, über den hinweg das Hangende keineswegs unterstützt wird. Neben einem großen Abstand Kappenspitze-Kohlenstoß ist die Ausbauperspätung deshalb sehr groß.
  - Die ungünstige Position (sehr weit vorne) des vorderen Stempels (siehe Abbildung 3-3, Pos. 3) sorgt dafür, dass das Liegendfahrwerk in Das Liegende gedrückt wird, da die Bodenpressung in diesem Bereich sehr hoch sein wird. Ein sogenannter „Base-Lift“ wird notwendig [IRRESBERGER, Seite 150 ff.].

### **3.2.3 Fahrbare Grubenausbaueinheit der Firma Charbonnages de France, Paris, Anmeldejahr 1977**

„Fahrbare Grubenausbaueinheit, bestehend aus wenigstens einem am Hangenden und einem am Liegenden abrollenden Raupenfahrwerk, das jeweils einen Träger mit abgerundeten Enden und eine ihm direkt umhüllende auf ihm gleitend geführte, aus gelenkig miteinander verbundenen Tragelementen bestehende Raupe aufweist, wobei die übereinander angeordneten Raupenfahrwerke durch mindestens eine gelenkig zwischen ihnen angeordnete Druckhebevorrichtung, z.B. einen hydraulischen Stempel, gegen das Hangende bzw. gegen das Liegende pressbar sind und mindestens der Träger des oberen Raupenfahrwerkes aus zwei Längselementen besteht, (...). Die Grubenausbaueinheit ist dadurch gekennzeichnet, dass jedes Raupenfahrwerk wenigstens einen an sich bekannten linearen Antriebsmechanismus für die Raupe aufweist, welcher durch ein Schubkolbengetriebe gebildet ist, das unter

Zwischenschaltung eines einrastbaren Teiles direkt auf wenigstens einige der Tragsegmente der Raupe wirkt [AUSBAUEINHEIT].“

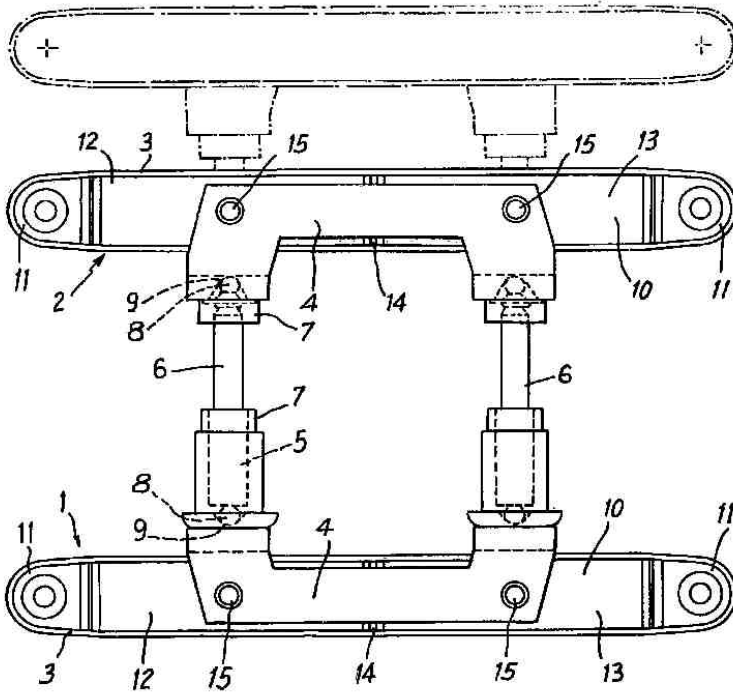


Abbildung 3-4: Fahrbare Grubenausbaueinheit [AUSBAUEINHEIT]

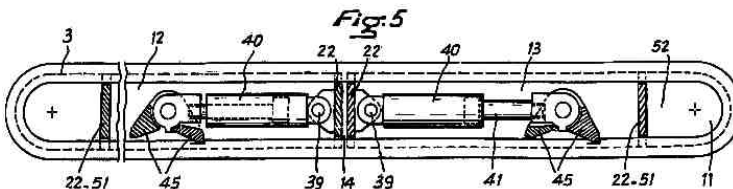


Abbildung 3-5: Fahrbare Grubenausbaueinheit (Längsschnitt durch das Raupenfahrwerk) [AUSBAUEINHEIT]



---

**Vorteile dieser Konstruktion:**

- Der Trampleffekt wird vermieden.
- Die Rahmenkonstruktion baut sehr niedrig.
- Eine Anpassung an das Hangende aufgrund des Gelenks (siehe Abbildung 3-4, Pos. 14) ist möglich.
- Das Schubkolbengetriebe (siehe Abbildung 3-5, Pos. 40, 45) ist sehr kräftig und kann eine schnelle Vorwärtsbewegung realisieren.

**Nachteile dieser Konstruktion:**

- Die Querkräfte müssen von den Stempeln aufgenommen werden.
- Zwischen den Raupenfahrwerken besteht außer über die Gelenkbolzen keine Verbindung: Hangendnachfall trifft unmittelbar das Personal.
- Der Abstand „Kappenspitze-Kufenspitze“<sup>6</sup> ist sehr klein. Laut der Patentschrift lässt sich die Kappenlänge noch vergrößern. Da der Rahmen aber, bedingt durch den Antrieb, hohl sein muss, wird sich eine Verlängerung der Kappenlänge aufgrund der fehlenden Steifigkeit sehr schnell selbst begrenzen.
- Bei einer Verlängerung der Kappenlänge entstehen ungünstige Längenverhältnisse an der Kappe, die für eine hohe Hangendbelastung über dem Gelenk sorgen. (Siehe Nachteile des Strebausbauglieds, Kapitel 3.2.2, ab Seite 21)
- Der Antrieb erfolgt anhand eines Zahneingriffs des Schubkolbengetriebes an nur einem Kettenelement (siehe Abbildung 3-5, Pos. 40, 45). Die Krafteinleitung erfolgt sehr punktuell, wobei die Flächenpressung sehr hoch sein wird. Die Lebensdauer der Kette leidet darunter.
- Die Kette wird durchhängen, da keine Spannvorrichtung vorhanden ist. Spätestens nach einer gewissen Zeit wird sich die Kettenlängung nachteilig auf einen Einsatz auswirken.

---

<sup>6</sup> siehe Kapitel 4.3.2 ab Seite 73.

- Die Gleitführung führt zu einem wesentlich höheren Reibfaktor als bei einer Konstruktion mit Laufrollen. Dies wird sich negativ auf den Verschleiß auswirken.
- Insbesondere in der Nähe des Gelenks wird die Kette sehr hohen Zugkräften ausgesetzt sein.

### **3.3 Zusammenfassung zum Stand der Technik**

Allen Raupenschilden ist gemein, dass sie eine starre oder einfach gelenkige Kappe aufweisen. Einfache Raupenfahrwerke liegen am Hangenden und Liegenden an, um den Trampeffekt zu minimieren. Bei allen Schilden werden zur Höhenanpassung Hydraulikstempel verwendet, da diese Art von Linearmotor über eine sehr hohe Leistungsdichte verfügt, konstruktiv einfach umzusetzen ist und in die bereits vorhandene Strebhydraulik integriert werden kann. Bei allen Schilden werden zwei Hydraulikstempel mit einem großen Abstand zueinander eingesetzt. Durch die Verwendung von zwei Stempeln wird aber nicht die doppelte Kraft ins Hangende eingeleitet. Ein sich verspreizender Hydraulikzylinder sorgt aufgrund der relativ starren Kappe für eine minimale vertikale Bewegung aufgrund der Elastizitäten beim benachbarten Hydraulikzylinder. Diese Entlastung eines Hydraulikzylinders führt zu einer Druckminderung im selbigen. Diese Problematik besteht bei modernen 4-Stempel-Schilden ebenfalls. Bei der Wahl der Kinematik kommt entweder der starre Ausbau oder eine einfache Kinematik (siehe Tabelle 3-2) zum Einsatz. Bei dem Typ „starrer Ausbau“ tritt der Nachteil auf, dass Querkräfte von den Hydraulikstempeln aufgenommen werden müssen. Dies wird durch Verwendung einer einfachen Kinematik vermieden. Diese weist jedoch aber wiederum den Nachteil eines nicht konstanten Abstandes zwischen Kappenspitze und Kohlenstoß auf, wenn sich der Schild der Strebhöhe anpassen muss. Bei den gezeigten Raupenschilden werden zwei Varianten des einfachen Raupenfahrwerkes verwendet: entweder sorgen Laufrollen oder

---

Gleitbahnen für einen Kettenumlauf. Allen Raupenfahrwerken ist ein starrer Raupenträger gemein. Auf einen Einsatz von einem Raupenfahrwerk mit Schwingen oder pendelnden Laufrollen wurde aufgrund der auftretenden hohen Kräfte verzichtet. Lediglich bei der Wahl der Anzahl und der Art des Antriebes des Raupenfahrwerkes unterscheiden sich die gezeigten Raupenschilde. Entweder wird der Kettenstern selber angetrieben oder ein Linearmotor greift in die Kette ein. Bei allen Raupenschilden wird eine Rundstahlkette als Zugmittel verwendet.

### **3.4 Bewertung der erarbeiteten Lösungsvorschläge**

Aus der Vielzahl der gefundenen Lösungen im Kapitel 3.1 (Tabelle 3-5 bis Tabelle 3-8) werden folgende Variationen (siehe Tabelle 3-9) als empfehlenswert bewertet, da diese Lösungen neben den bereits geforderten Eigenschaften

- zum Teil aus bereits bestehenden Komponenten, wie z.B. dem Lemniskatengetriebe oder Hydraulikstempeln bestehen,
- einer einfachen, robusten Bauweise entsprechen und
- realisierbar bzgl. der zu verwendenden Technik erscheinen.

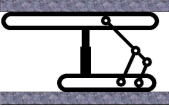

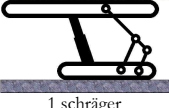
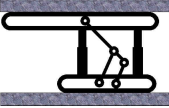
geeignete Lösungen	Lösung	Vorteil	Nachteil
Variante 1	 1 senkrechter Linearantrieb, Koppelgetriebe	<ul style="list-style-type: none"> <li>- einfacher Aufbau</li> <li>- robust</li> <li>- beste Möglichkeit Kräfte vertikal einzuleiten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- beschränkte Einsatzbereich bzgl. min. u. max. Mächtigkeit</li> </ul>
Variante 2	 1 Lineartrieb, vorgespannte Kappe	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Kräfteinleitung bis an die Kappenspitze</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- konstruktiv aufwendiger als Variante 1</li> </ul>
Variante 3	 1 schräger Linearantrieb, Koppelgetriebe	<ul style="list-style-type: none"> <li>- einfacher Aufbau</li> <li>- Einsatzbereich bzgl. min. u. max. Mächtigkeit am besten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- vertikale Kräfteinleitung geringer als bei Variante 1</li> </ul>
Variante 4	 2 senkrechte Linearantriebe, Koppelgetriebe	<ul style="list-style-type: none"> <li>- beste Anpassung an das Hangende</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- konstruktiv aufwendiger</li> <li>- kinematisch mit Problemen vorbelastet</li> </ul>

Tabelle 3-9: Mögliche Konstruktionsvarianten

Die Idee „ebene Kappe“ ist mit einem Raupenfahrwerk am ehesten zu realisieren. Ob sich eine „vorgespannte Kappe“ mit einem Raupenfahrwerk kombinieren lässt ist unklar. Die einfach oder mehrfach gelenkig geteilte Kappe weist bzgl. der Kräfteinleitung ins Hangende zu viele Nachteile auf und gestaltet die Konstruktion aufgrund der Gelenke und der Anzahl der Hydraulikstempel aufwendig. Um einen konstanten Abstand zwischen Kappenspitze und Kohlenstoß zu gewährleisten wird das Koppelgetriebe favorisiert, da einfache Kinematiken diese Aufgabe nur schlecht erfüllen.

---

### 3.5 Erstellung eines Lastenheftes für einen alternativen Strebrandschild

Im folgenden Kapitel wird das Lastenheft<sup>7</sup> für einen Raupenschild vorgestellt. Grundidee ist die konstruktive Umsetzung eines Raupenschildes nach dem heutigen Stand der Technik. Zudem sollen die Nachteile bestehender Lösungen verbessert werden. Die maschinentechnische Umsetzung erfolgt im Kapitel 4.

Das Lastenheft beschreibt im Wesentlichen die geforderten Funktionen eines Raupenschildes.

Auf der Basis der Variante 3 (siehe Tabelle 3-9) soll ein Strebrandschild entwickelt werden. Die Variante 2 soll nur kinematisch untersucht werden.

---

<sup>7</sup> Ein Lastenheft beschreibt die Gesamtheit der Forderungen und Leistungen einer Entwicklung. Die Anforderungen in einem Lastenheft sollten durch ihre Formulierung so allgemein wie möglich und so einschränkend wie nötig formuliert werden. Hierdurch besteht die Möglichkeit optimale Lösungen zu erarbeiten, ohne durch zu konkrete Anforderungen in der Lösungskompetenz eingeschränkt zu sein.

---

Funktion	Beschreibung	Wert	AWO <sub>8</sub>
Trampelleffekt minimieren durch den Einsatz eines Raupenfahrwerkes	Einsatz eines Raupenfahrwerkes mit einem geeigneten Antriebskonzept, welches in der Lage ist bei der a) geforderten Ausbaustützkraft b) den Schild zu bewegen. c) Rückgeschwindigkeit für den Förderer	a) $\geq 3.000 \text{ kN}$ b) $\geq 5 \text{ cm/s}$ c) $\geq 30 \text{ cm/s}$	A
	Einleitung der Kräfte ins Hangende und Liegende möglichst so, dass das Gebirge gleichmäßig belastet wird.	p = konstant p $\approx 300 \text{ kN/m}^2$	A
Kinematik	Auswahl einer geeigneten Kinematik a) Aufnahme der Kräfte b) Bewegungsfunktion der Kappenspitze soll möglichst eine Gerade sein c) Mächtigkeit	a) $3.000 \text{ kN}$ b) Standardabweichung c) $1500\text{-}3400 \text{ mm}$	a) A b) W c) W
Standardisierung	Verwendung von Standardkomponenten bzw. Kaufteilen: a) um Investitionskosten besser abschätzen zu können b) Dimensionierung der Bauteile und Lebensdauerberechnungen sind für Standardkomponenten aufgrund empirischer Berechnungsmethoden möglich	a) $100.000 \text{ €}$ b) $15.000 \text{ h}$	W
weitere Anforderungen	a) Steuerungstechnische Integration	a) mit Strebaubau	a) A

Tabelle 3-10: Lastenheft für einen Strebrandschild

<sup>8</sup> Anforderung (muss erfüllt werden), Wunsch (soll erfüllt werden), Option (kann erfüllt werden)

---

## **4 Maschinentechnische Ausarbeitung des Raupenschildes**

In den folgenden Kapiteln erfolgt die maschinentechnische Umsetzung des Lastenheftes. In einem ersten Schritt werden die Dimensionierungsgrundlagen eines Raupenschildes erläutert. Dies beinhaltet die Berechnung der wesentlichen Maschinenelemente, wie Kette, Laufrollen, Bodenplatten und Turasantrieb. In einem folgenden Schritt wird der Laufwerksrahmen konstruiert. Die notwendigen Kenntnisse der Fahrwerk-Boden-Interaktion sind dazu unerlässlich. Schließlich wird die Kinematik untersucht und eine Variante eines Raupenschildes konstruiert.

### **4.1 Dimensionierungsgrundlagen für die Komponenten eines Raupenfahrwerks**

#### **4.1.1 Auswahl einer Kette und Bodenplatte**

Die Kette ist das am stärksten belastete Maschinenelement innerhalb der Gesamtkonstruktion. Die von den Herstellern von Raupenfahrwerken verwendeten Ketten sind meist Eigenentwicklungen. Deren Ketten wurden über die Jahre hinweg verbessert und sind mittels empirischer Formeln leicht für den jeweiligen Einsatzfall dimensionierbar. Hinzukommend ist die Lebensdauer aufgrund von Erfahrungswerten recht gut abschätzbar. Allerdings gibt es über die firmeninternen Dimensionierungen kaum Veröffentlichungen. Um unabhängig dieser firmeneigenen Berechnungshilfen dimensionieren zu können, muss eine Kette gefunden werden, deren Dimensionierung und Lebensdauerberechnung ebenfalls bekannt ist. Dies ist besonders wichtig, da aufwendige Mehrkörpersimulationen (MKS) im Vorfeld umgangen werden können. Die Simulationen werden von den Kettenherstellern dazu verwendet, um Verschleißerscheinungen voraussagen zu können [EBERLEIN]. Durch den Verzicht einer MKS wird der zeitliche Entwicklungsaufwand erheblich verkürzt. Allerdings kann dann auch nur eine Entscheidung getroffen werden

ob eine Kette existiert, die den geforderten Belastungen standhält. Eine Optimierung der Kette würde über den Umfang dieser Arbeit hinausgehen.

Die Auswahl einer Kette für eine überschlägige Dimensionierung eines Raupenfahrwerkes fällt daher schnell zugunsten einer Rollenkette, da dieser, aufgrund ihres fast unbeschränkten Anwendungsbereichs die größte Bedeutung innerhalb der Kettentriebe zukommt. In normaler Ausführung werden Rollenketten nach DIN 8187 als Einfach- oder Mehrfach-Rollenketten (siehe Abbildung 4-1) hergestellt, wodurch ihr Anwendungsbereich als Antriebsketten auf große Antriebsleistungen ( $> 1.000 \text{ kW}$ ) erweitert wird [ROLOFF/MATEK]. Die Dimensionierung für den angenommenen Betriebsfall ist dem Anhang zu entnehmen.

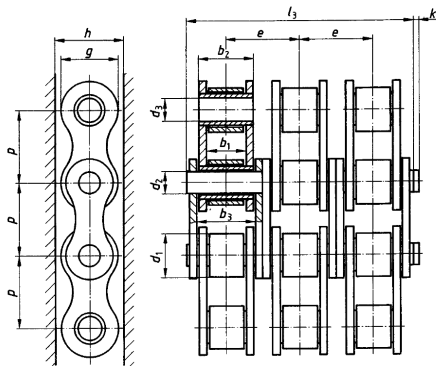


Abbildung 4-1: Mehrfachrollenkette nach DIN 8187

Die Auswahl der Kette erfolgt aufgrund der erforderlichen Antriebsleistung  $P_1$ . Korrekturfaktoren zur Berücksichtigung von z.B. Zähnezahle oder Wellenabstand beeinflussen die Berechnung und bewirken evtl. einen Sprung innerhalb der Normreihe zur nächst größeren Kette. Die Diagrammleistung  $P_D$  ist die um die Korrekturfaktoren ( $f_1 \dots f_0$ ) geänderte theoretische Leistung zur Auswahl einer Kette und berechnet sich wie folgt:

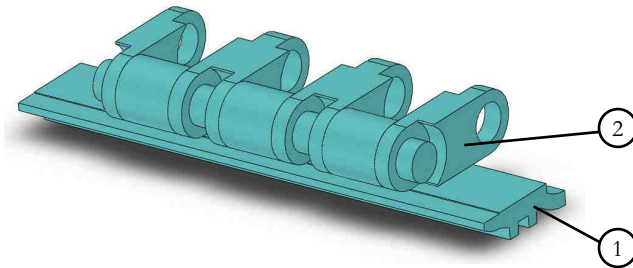


---


$$P_D = \frac{K_A \cdot P_1 \cdot f_1}{f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6} \quad (4-1)$$

Die meisten Korrekturfaktoren schwanken um den Wert „1“. Im Wesentlichen wird die Diagrammleistung aufgrund der Stöße ( $K_A$ ) und der Schmierung ( $f_6$ ) beeinflusst. Letztere übt einen so starken Einfluss auf die Diagrammleistung aus, dass es notwendig sein wird, dafür zu sorgen, dass die Kette nie trocken laufen wird. Für einen Einsatzfall wird es daher notwendig sein, eine geeignete Schmierung zu berücksichtigen. Dies kann automatisch erfolgen oder innerhalb der Wartungspläne als manuelle Arbeit in regelmäßigen Abständen vorgesehen werden. [WIPPERMANN] schlägt als eine günstige Schmierung die leichte Tropfenschmierung mit 4...14 Tropfen/Minute vor. Alternativ dazu kann auch eine wartungsfreie dauerölgeschmierte Kette verwendet werden. Der konstruktive Aufwand, um die Abdichtung zu gewährleisten ist dann größer. Vorteilhaft wäre dies dennoch, da dann kein Schmieröl austreten kann und die Umwelt geschont würde.

Die gefundene Normkette wird für die Zwecke eines Raupenfahrwerks angepasst (siehe Abbildung 4-2). Im Wesentlichen bedeutet das, dass die Taillierung der einzelnen Kettenelemente entfällt und Bodenplatten angebracht werden. Die charakteristischen Größen wie z.B. die Teilung, Durchmesser der Buchsen und Durchmesser der Bolzen bleiben erhalten. Die Berechnung der Bodenplatte entspricht der Berechnung eines einfach eingespannten Biegebalkens. Aufgrund der enormen Breite der Kette ist das frei kragende Stück der Bodenplatte sehr kurz. Dadurch können die Bodenplatten relativ sicher gegen eine Verformung, die z.B. als Ursache eine Neigung des Schildes im Streb resultiert, dimensioniert werden. Das gezeichnete Profil der Bodenplatte stellt nur einen Vorschlag dar. Vermutlich wird es genügen, die Bodenplatte ohne Profil zu versehen. Der Vorteil eines Profils ist aber, dass aktiv Kräfte ins Hangende und Liegende eingeleitet werden können, da „Krallen“ besser greifen.



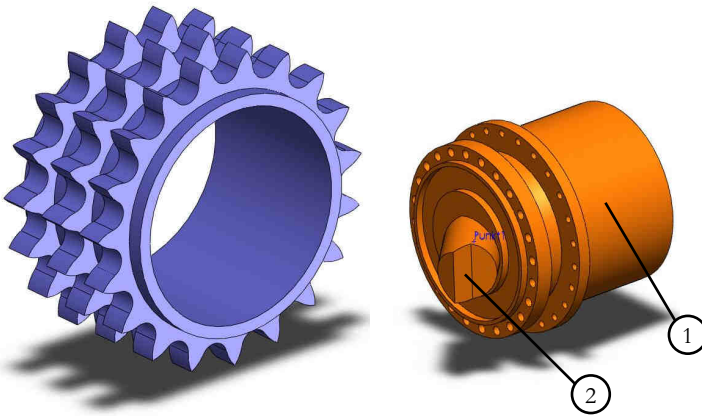
**Abbildung 4-2: Kettenelement für das Raupenfahrwerk**  
**1 Bodenplatte, 2 Antriebskette**

#### 4.1.2 Auswahl eines Turasantriebes

Die Geometrie des Kettenrades ist durch die Wahl einer Rollenkette automatisch vorgegeben. Die DIN 8192 beschreibt passende Kettenräder für Rollenketten nach DIN 8187. Die DIN 8196 beschreibt die Geometrie der Verzahnung der entsprechenden Kettenräder. Der ungenutzte Hohlraum innerhalb des Kettenrades kann dabei für einen Antrieb genutzt werden. Der vorhandene Hohlraum lässt die Verwendung eines Planetengetriebes mit hydraulischem Konstantmotor zu, welches mit einer sehr hohen Untersetzung das Kettenrad antreibt. Um den Polygoneffekt<sup>9</sup> zu vermeiden weist das Kettenrad 19 Zähne auf. Ab dieser Zähnezahl kann der Polygoneffekt für die praktische Auslegung der Kette aufgrund der Elastizität der Kette vernachlässigt werden.

---

<sup>9</sup> Die Ungleichförmigkeit der Kettenfortschrittsgeschwindigkeit (Vieleckwirkung) kann durch die einhergehenden Massenbeschleunigungen zu hohen Zusatzkräften führen.



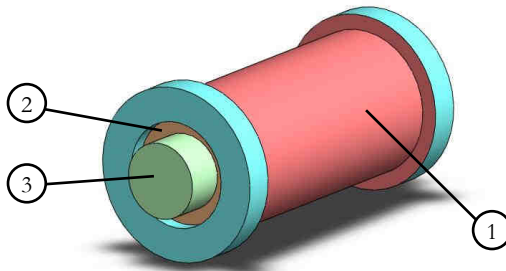
**Abbildung 4-3: Antriebsrad (links) und Getriebe (rechts)**  
**1 Planetengetriebe, 2 Hydraulikmotor**

Die Einheit aus Motor und Getriebe (siehe Abbildung 4-3) ist kompakt genug, um komplett im Kettenrad verbaut zu werden. Exemplarisch wird der Motor und das Getriebe der Fa. Bosch Rexroth (HYDROTRAC GFT 110 T3, siehe Anhang) verwendet, dessen Lebensdauer vom Hersteller bei den angenommenen Betriebsbedingungen mit über 15.000 h angegeben wird. Die Integration eines Hydraulikmotors in die vorhandene Strebhydraulik spricht zudem für diese Lösung. Eine Kombination aus einem schrägverzahnten Stirnradgetriebe würde zu groß bauen, kann daher weder im Fahrwerksrahmen noch in dem Hohlraum vom Kettenrad untergebracht werden und wird deshalb nicht berücksichtigt. Die Antriebslösungen bestehender Patente (siehe Kapitel 3.2.1, 3.2.2 und 3.2.3) entsprechen nicht mehr dem Stand der Technik, sind zudem mit zu vielen Nachteilen behaftet und werden deshalb nicht weiter verbessert.

#### **4.1.3 Entwurf der Lauf- und Tragrollen**

Um die Reibung der Kette entlang der Aufstandsflächen - zwischen dem Antriebsrad und dem Umlenkrad - gering zu halten, wird die Kette über

Laufrollen<sup>10</sup> geführt. Diese tragen die Last und bestehen im Wesentlichen aus der Achse, den Wälzlager und der Lauffläche. Die Lauffläche ist seitlich mit einem Bund versehen, damit in dieser Richtung - in Strebrichtung - Kräfte aufgenommen werden können. Dem Stand der Technik entsprechend, sind diese Laufrollen mittels zuverlässiger Gleitringdichtungen dauerölgeschmiert. Auf Tragrollen, welche die unbelastete Kette zurückführen, muss aufgrund der geringen Bauhöhe verzichtet werden. Stattdessen dienen Gleitflächen als Auflage.



**Abbildung 4-4: Laufrolle**  
**1 Lauffläche, 2 Wälzlager, 3 Achse**

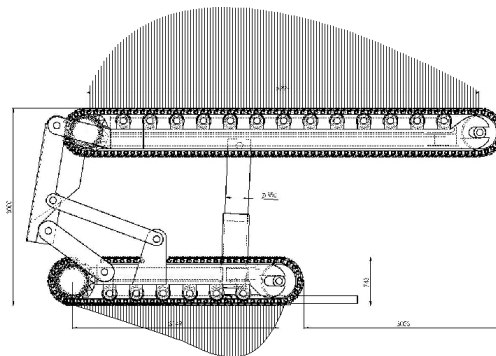
Wie später im Kapitel 4.1.5.2 ab Seite 47 berechnet, beträgt die maximale Last auf eine Tragrolle rund 850 kN. Diese Last muss von zwei Wälzlager je zur Hälfte aufgenommen werden. Da der Raupenschild einem quasistationären Zustand entspricht und sich auch nur sehr langsam vorwärtsbewegt, sind die Wälzlager für den statischen Fall zu dimensionieren. Für die Konstruktion wurden Zylinderrollenlager der Fa. INA (SL12 920 als Festlager und SL15 920 als Loslager) mit einer statischen Tragzahl von je 740 kN ausgewählt. Somit ist eine ausreichende Sicherheit bzgl. der Standzeit gewährleistet. Abbildung 4-4 zeigt die konstruktive Umsetzung der Laufrolle für einen Raupenschild.

---

<sup>10</sup> Laufrollen sind per Definition die Rollen, die das Gewicht der Maschine tragen. Tragrollen sind die Rollen, die nur das Gewicht der Kette tragen.

---

Nachdem Antriebsrad, Kette, Bodenplatte und Laufrolle bekannt sind, wird im Folgenden der Rahmen für ein Raupenfahrwerk entworfen. Alle genannten Elemente müssen von dem Raupenfahrwerk aufgenommen werden. Zudem muss der Rahmen eines Raupenfahrwerkes die Kräfte des auflastenden Hangenden sicher aufnehmen können. Die Bestimmung des exakten Druckverlaufs entlang der anliegenden Raupenfläche am Hangenden oder Liegenden ist analytisch bisher nicht exakt möglich. Mittels der Plattentheorie nach [MATHIAK] lassen sich nur ebene Flächentragwerke mit konstanter Geometrie berechnen. Die Materialeigenschaften des Hangenden, im Wesentlichen das Schubmodul und die Auswirkungen der Konvergenz, sind nicht konstant. Aufgrund der Unebenheiten am Hangenden oder Liegenden und der Tatsache, dass ein Raupenfahrwerk nicht einer geometrisch exakten Platte entspricht, kann die Druckverteilung nur qualitativ gezeichnet werden. Computermodelle mittels der Finiten-Elementen-Methode an vereinfachten Modellen bestätigen diesen ungefähren Kurvenverlauf (siehe Abbildung 4-5). Für eine sichere Dimensionierung der Bauteile ist dieser nur qualitativ bekannte Verlauf unzureichend.



**Abbildung 4-5: Druckverteilung des auflastenden Hangenden/Liegenden**

Dieser Kraftverlauf kann hierbei durch beliebig viele Einzelkräfte ersetzt werden, solange die Gleichgewichtsbedingung erfüllt ist. Diese ist erfüllt, wenn alle angreifenden Kräfte und Momente in der Summe Null sind. Ist dies nicht der Fall kommt es zu einer Bewegung der Kappe. Die folgende Abbildung 4-6 zeigt die Angriffspunkte von zwei resultierenden Kräften. Deren Lage entspricht genau der Lage der Flächenschwerpunkte (S in Abbildung 4-6) der angenähert trapezförmigen Last.

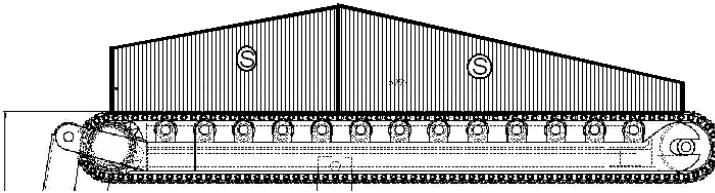


Abbildung 4-6: ungefähre Lage der Kraftresultierenden

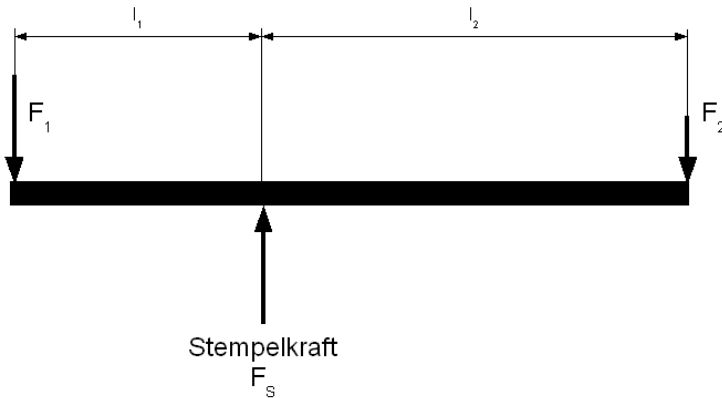


Abbildung 4-7: Angreifende Kräfte an einfacher Kappe

Die Abbildung 4-7 zeigt vereinfacht eine freigeschnittene Kappe, die angreifende Stempelkraft und zwei Ersatzkräfte  $F_1$  und  $F_2$ , die aus dem Druckverlauf resultieren. Hierbei ist zu erkennen, dass die Kraft  $F_1$  mit dem

---

Hebelarm  $l_1$  und die Kraft  $F_2$  mit dem Hebelarm  $l_2$  die Kappe um das Gelenk drehen möchten, an welchem die Stempelkraft angreift. Folgende Formeln beschreiben den Gleichgewichtszustand an der Kappe.

$$F_1 = \frac{F_s \cdot l_2}{l_1 + l_2}; \quad F_2 = \frac{F_s \cdot l_1}{l_1 + l_2}; \quad F_{st} = p \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4}; \quad F_s - F_1 - F_2 = 0$$

Verkürzt sich beispielsweise der Hebelarm  $l_1$ , weil das Hangende bereits oberhalb der Kappe nicht mehr intakt ist, muss sich entweder die Kraft  $F_1$  vergrößern oder die Kraft  $F_2$  verringern. Die Kraft  $F_1$  kann sich aber nur bis zu einem gewissen Grad vergrößern, da sonst das Hangende zu stark belastet würde. Meistens führt der beschriebene Zustand dazu, dass die Krafteinleitung an der Kappenspitze ( $F_2$ ) geringer wird. Verkürzt sich der Hebelarm  $l_1$  auf Null, ist der Schild wirkungslos und kann nur noch aufgrund des Eckzylinders in der Waagerechten gehalten werden<sup>11</sup>.

Die Druckbelastung oder die angreifenden (Ersatz-)Kräfte sorgen für eine Durchbiegung des Kappendaches mit entsprechender großer Biegespannung. Um die Kappe ausreichend dauerhaft zu dimensionieren, muss deshalb der Belastungsfall ermittelt werden, welcher die größte Durchbiegung und Biegespannung verursacht. Da es sich um einen bekannten Belastungsfall aus der Mechanik handelt, wird schnell klar, dass die Durchbiegung (Abstand  $f$  in Abbildung 4-8) dann am größten ist, wenn die Kräfte  $F_1$  und  $F_2$  den größten Hebelarm aufweisen. Es gilt:

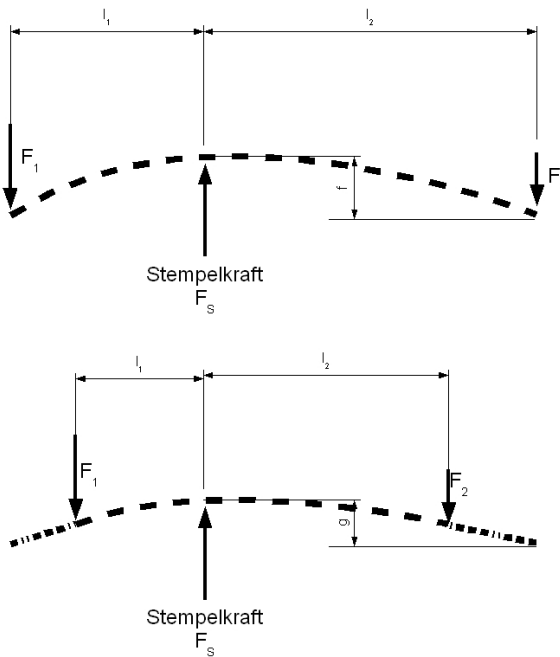
$$f = \frac{F_s \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot (l_1 + l_2)} \quad (4-2)$$

Dabei tritt die größte Biegespannung etwas weiter rechts von dem Gelenk, an welchem die Stempelkraft angreift, auf. Selbst für den Fall, dass größere Kräfte

---

<sup>11</sup> Der Eckzylinder kann aufgrund seiner ungünstigen Position innerhalb der üblichen Lemniskatengetriebe nur ca. 10 % seiner Kraft an die Kappenspitze leiten. Bei dieser Betrachtung ist das Kappendach sogar masselos. Wird die Masse des Kappendaches berücksichtigt, sind es sogar deutlich weniger als 10 %, da ein Teil der Kraft dazu verwendet werden muss, die Masse anzuheben.

nicht am größten Hebelarm angreifen, senkt sich die Kappenspitze nicht so weit ab (Abstand  $g$  in Abbildung 4-8). Außerhalb der elastischen Biegelinie folgt die Kappenkontur einer Geraden. Die maximale Biegespannung ist bei einer solchen Belastung ebenfalls geringer.



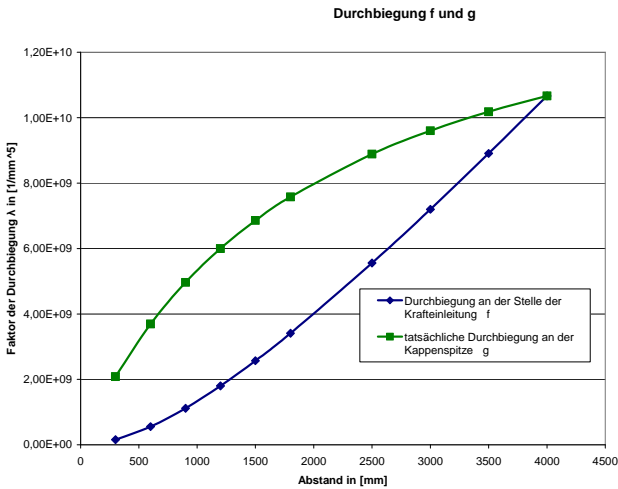
**Abbildung 4-8: Durchbiegung**

Folgendes Diagramm zeigt die Werte der Durchbiegung  $f$  und  $g$  anhand eines Beispiels auf. Bei diesem Beispiel besitzt die Kappe eine Gesamtlänge von 6 Metern. Die Länge  $l_1$  beträgt 2 Meter, die Länge  $l_2$  beträgt bis zu 4 Meter. Der Angriffspunkt der Kraft  $F_2$  wandert von links nach rechts beginnend 300 mm rechts des Stempels (siehe x-Achse). Die Größe der Kraft  $F_2$  wird dabei stets kleiner gemäß der Gleichgewichtsbedingung. Auf der y-Achse lässt sich der



Faktor für die Durchbiegung ablesen. Wird dieser Wert  $\lambda$  mit dem konstanten Faktor  $\frac{F_s}{3 \cdot E \cdot I}$  multipliziert, lässt sich der exakte Wert der Durchbiegung bestimmen.

$$f = \lambda \cdot \frac{F_s}{3 \cdot E \cdot I} \quad (4-3)$$



**Abbildung 4-9: Faktor der Durchbiegung ( $\lambda$ )**

Die Erkenntnis, dass die maximale Biegespannung und die größte Absenkung der Kappenspitze dann auftreten, wenn die Abstände der Kräfte maximal sind, obwohl aufgrund der Gleichgewichtsbedingung niedrigere Kräfte angreifen, wird bei der Erstellung von Finiten-Elementen-Modellen berücksichtigt. Dies ist eine besonders wertvolle Information, da so eine aufwendige Berechnung der Druckverteilung entfallen kann, da der Fall, bei dem die größten Spannungen auftreten, bekannt ist. Anstatt mit einem Sicherheitsfaktor die

Bauteile zu berechnen, da eine Ungewissheit bzgl. der Druckverteilung besteht, kann mittels der „Worst Case“-Methode sicher dimensioniert werden. Für die Bestimmung einer zu erwartenden Durchbiegung im normalen Betriebsfall kann von einer rechteckförmigen Flächenlast ausgegangen werden, da dieser Fall gewiss größere Biegespannungen und Verformungen verursacht als der parabelförmige Druckverlauf aus Abbildung 4-5, da der Abstand der Flächenschwerpunkte größer ist als bei einem trapezförmigen oder parabelförmigen Verlauf. All diese Erkenntnisse sind ebenfalls auf das Raupenfahrwerk am Liegenden übertragbar. Da hier jedoch keine so großen Tragweiten auftreten, ist dieser Rahmen ohnehin unproblematisch.

#### **4.1.5 Raupenfahrwerk-Boden-Interaktion**

Die Wechselwirkungen zwischen Fahrwerk und Boden in Form von Bodendruck, Einsinkung und Schlupf werden als Raupenfahrwerk-Boden-Interaktion bezeichnet. Ziel ihrer Untersuchung ist die Feststellung, ob sich ein Raupenschild fortbewegen bzw. wie eine Immobilität vermieden werden kann. Im Allgemeinen kann eine Immobilität aus folgenden Gründen eintreten:

- Übermäßige Einsinkung infolge ungenügender Tragfähigkeit des Bodens,
- Eingraben aufgrund zu starken Kettenschlupfs,
- Kettenschlupf bei mangelnder Griffigkeit und ansonsten ausreichender Tragfähigkeit.

Zur Verdeutlichung der Funktionalitäten verschiedener Konstruktionsmerkmale von Raupenfahrzeugen werden im Folgenden die wichtigsten Raupenfahrwerk-Boden-Interaktionen erläutert.

---

#### 4.1.5.1 Bodendruck und Bodentragfähigkeit

Der mittlere statische Bodendruck ist das einfachste Beurteilungskriterium zur Abschätzung der Befahrbarkeit des Bodens mit einem Raupenfahrzeug. Dieser mittlere statische Bodendruck ist folgendermaßen definiert.

$$\sigma_m = \frac{F_s + F_G}{A} \quad (4-4)$$

Der mittlere statische Bodendruck gibt die tatsächlich vorherrschenden Spannungsverhältnisse nur sehr unzureichend wieder. In der Praxis treten unter den abstützenden Laufrollen Spannungsspitzen auf, die in Abhängigkeit der Bodenbeschaffenheit den mittleren statischen Bodendruck um ein Vielfaches übertreffen können. Diese Spannungsspitzen setzen sich aus einem statischen Anteil und einem durch die Fahrbewegung bestimmten dynamischen Anteil zusammen. Die dynamischen Anteile sind bei der zu erwartenden Fahrgeschwindigkeit des Raupenschildes von 5 cm/s zu vernachlässigen. Die Größen des statischen Anteils dieser Spannungsspitzen sind hauptsächlich von dem Durchmesser der Laufrollen, dem Achsabstand der Laufrollen, der Lage der Krafteinleitung, der Raupenvorspannkraft und der Beschaffenheit des zu befahrenden Bodens abhängig. Die Bodendruckverteilung unter einer Raupenkette kann mit Hilfe baustatischer Methoden in Abhängigkeit von der Fahrwerkart und Kettenbauart relativ genau bestimmt werden. Unter der Annahme, dass es sich bei den Aufstandsflächen eines Raupenfahrwerks um zwei lange, voneinander entfernte, Streifenfundamente handelt, kann die Tragfähigkeit des Bodens nach dem Ansatz von [TERZAGHI] berechnet werden. [DÖRFLER] hat diesen Ansatz für Raupenfahrwerke angepasst. Die zulässige Belastung für das Liegende oder Hangende - ein Untergrund, welcher sowohl Reibung als auch Kohäsion aufweist - lässt sich folgendermaßen bestimmen.

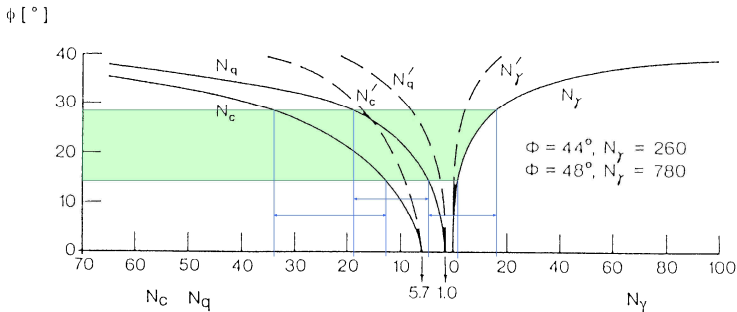
$$W_{\sigma} = 2 \cdot b_t \cdot l_t \cdot \left( \gamma_s \cdot \frac{1}{2} \cdot b_t \cdot N_\gamma + q \cdot N_q + c \cdot N_c \right) \quad (4-5)$$

Mit Hilfe der gesteinsmechanischen Kennwerte (siehe Tabelle 4-1) und der Bodentragfähigkeitsbeiwerte lässt sich die maximale Belastung des Untergrunds abschätzen. Die Bodentragfähigkeitsbeiwerte  $N_\gamma$ ,  $N_q$  und  $N_c$  können in Abhängigkeit des inneren Bodenreibungswinkels mit Hilfe des Diagramms nach [TERZAGHI, siehe Abbildung 4-10] ermittelt werden.

		Sandstein	Sandschiefer	Schieferton	Kohle
Einaxiale Druckfestigkeit [MPa]	min.	30	25	8	4
	max.	250	130	70	50
Winkel der inneren Reibung [°]	min.	35	25	15	5
	max.	70	40	40	40
Kohäsion [MPa]	min.	10	5	3	1
	max.	45	30	20	10
E-Modul [GPa]	min.	10	10	10	1
	max.	90	50	30	15
Querdehnung (Poissonzahl)	min.	0,05	0,05	0,05	0,2
	max.	0,3	0,3	0,2	0,45

**Tabelle 4-1: Gesteinsmechanische Kennwerte des Steinkohlengebirges [JUNKER]**

Bei ungünstigen Bedingungen liegt der innere Reibungswinkel bei unter  $1^\circ$  ( $N_\gamma = 0$ ,  $N_q = 1$  und  $N_c = 5,7$ ). Die Kohäsion  $c$  beträgt dabei ca. 1 MPa. Bei normalen Verhältnissen liegt der innere Reibungswinkel um die  $15...28^\circ$  und die Kohäsion bei rund 15 MPa. Bessere Verhältnisse können natürlich vorliegen, für eine Dimensionierung werden jedoch schlechte Verhältnisse angenommen, um auf der sicheren Seite zu liegen.



**Abbildung 4-10: Bodentragfähigkeitsbeiwerte nach Terzaghi**

Für ein Raupenfahrwerk an der Sohle ohne einer Auflast neben den Kettenaufstandsflächen ( $q=0$ ) mit einer Kettenbreite von ca. 600 mm je Seite und einer Aufstandslänge von 3.000 mm lässt sich die maximal zulässige Belastung des Bodens berechnen. Das kritische Fahrzeuggesamtgewicht  $W_{cG}$  beträgt in diesem Fall ca. 20.000 kN. Dieses setzt sich zusammen aus dem Eigengewicht sowie der Stempelsetzkraft.

$$W_{cG} = 2 \cdot b_t \cdot l_t \cdot \left( \gamma_s \cdot \frac{1}{2} \cdot b_t \cdot N_\gamma + q \cdot N_q + c \cdot N_c \right)$$

$$W_{cG} = 2 \cdot 0,6 \text{ m} \cdot 3 \text{ m} \cdot \left( 1 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 5,7 \right)$$

$$W_{cG} \approx 20.000 \text{ kN}$$

Wird dieser kritische Wert  $W_{cG}$  überschritten, versinkt das Raupenfahrwerk im Boden. Die installierte Stempelkraft wird bei ca. 3.000 kN, das Eigengewicht des Raupenschildes bei ca. 45.000 kg ( $\approx 440 \text{ kN}$ ) liegen. Somit ergibt sich eine ausreichende Sicherheit gegen Einsinken. Diese Berechnung stammt aus der Baupraxis und ist deshalb nur für statische oder quasi-statische Systeme gültig. Für die Auslegung eines sehr langsam fahrenden Raupenschildes ist dieser Ansatz aber in erster Näherung zutreffend. Spannungsspitzen werden bei dieser Näherung allerdings nicht berücksichtigt.

#### 4.1.5.2 Berechnung der Kraftverteilung mittels statischer Gleichgewichtsbedingungen

Um die Spannungsspitzen (siehe Abbildung 4-11) entlang der Aufstandsfläche aufgrund der Lasteinleitung unterhalb der Laufrollen genauer abschätzen zu können, wird die Kraftverteilung unterhalb des Raupenfahrwerkes mittels der statischen Gleichgewichtsbedingungen,  $\sum M = 0$  und  $\sum F = 0$ , berechnet.

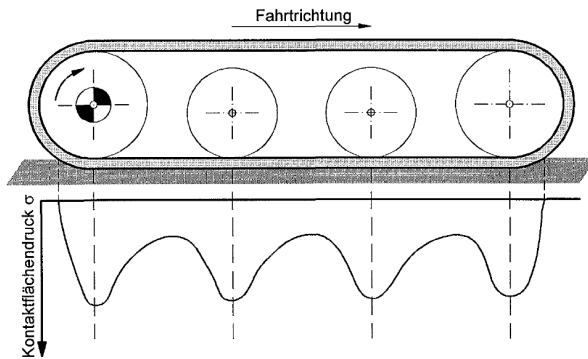
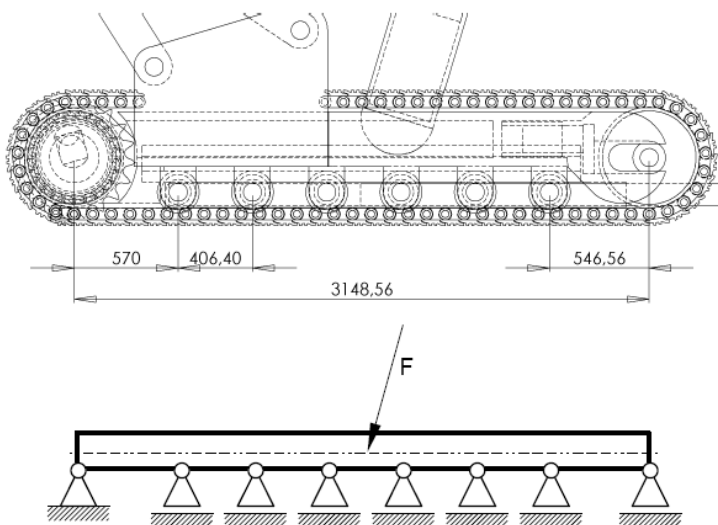


Abbildung 4-11: Lokale Druckverteilung unter einem Raupenfahrwerk  
[WENZLAWSKI]

Zuerst wird das Raupenfahrwerk in ein günstiges Modell überführt. Bei diesem Modell sind entlang eines beliebigen Rahmens mit entsprechender Biegesteifigkeit die Laufrollen angebracht. Für die Berechnung ist es einfacher, die komplexe Rahmenkonstruktion in einen kreisrunden Querschnitt mit gleichem Flächenträgheitsmoment zu überführen. Im Modell entsprechen die Laufrollen einfachen Lagerstellen mit entsprechender Lagersteifigkeit. Die angreifende Last greift exakt an der Anschlagstelle des Hydraulikstempels an.



**Abbildung 4-12: Überführung des Raupenfahrwerks in ein einfaches Modell**

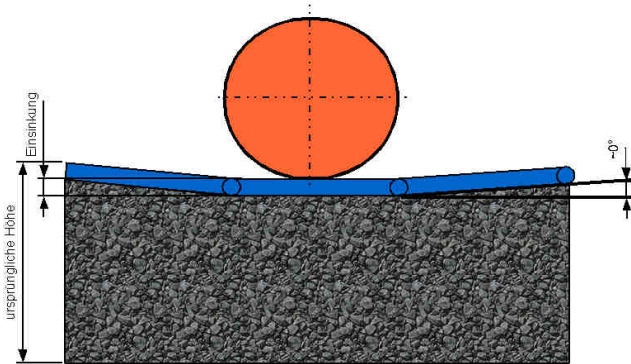
Abbildung 4-12 zeigt die Überführung des Raupenfahrwerks mit den Laufrollen in ein einfaches Modell. Die Berechnung der Lastverteilung wird mit der Software MDESIGN<sup>12</sup> vorgenommen. Der abstrakt betrachtete Belastungsfall entspricht exakt einer statisch überbestimmten Lagerung einer Welle, welcher mit diesem Programm berechnet werden kann. Die Biegesteifigkeit der Welle erreicht den gleichen Wert der Biegesteifigkeit der Rahmenkonstruktion bei gleichem Material bei einem Durchmesser einer Vollwelle von ca. 500 mm. Die Abstände der Lager entsprechen den

<sup>12</sup> Mit MDESIGN lassen sich typische Maschinenelemente berechnen. Basierend auf den Regeln von DIN, VDI und EN deckt die Software fast alle Standardprobleme der mechanischen Konstruktion ab. Der Schwerpunkt von MDESIGN mechanical liegt in der Antriebs- und Verbindungstechnik und wird bei Vordimensionierungen, Auslegungen und Optimierungen ebenso eingesetzt wie bei Nachrechnungen und für die Dokumentation.

Abständen der Laufrollen. Als Wert für die Lagersteifigkeit wird die Steifigkeit des Untergrunds verwendet um eine Beziehung zur der Lasteinsinkung unterhalb der Bodenplatte herzustellen. Bei diesem Ansatz wird davon ausgegangen, dass der Boden eine konstante Federsteifigkeit besitzt. Ein Ansatz für pro- bzw. degressive Steifigkeiten liegt nicht vor.

[RADISCH] beschreibt bereits, dass auf einem nachgiebigen Boden der Einfluss der Kette auf die Bodendruckverteilung eine Bedeutung erlangt. Während auf starrer Fahrbahn fast ausschließlich die Kettenglieder unter den Laufrollen die Last auf den Untergrund übertragen, übernehmen auf weichem Planum auch die übrigen Kettenglieder Anteile der Last.

Unter der Annahme, dass sich eine Laufrolle auf drei unendlich steifen Bodenplatten abstützt (siehe Abbildung 4-13), lassen sich die Lastspitzen auf den Untergrund annähernd berechnen.



**Abbildung 4-13: Lastverteilung auf drei Bodenplatten**

Die Bodensteifigkeit verändert sich jedoch mit dem Einsinkweg. Die notwendigen Iterationsschritte, um die bodenmechanische Kennwerte zu berücksichtigen, beschreibt folgender Ablaufplan (siehe Abbildung 4-14).



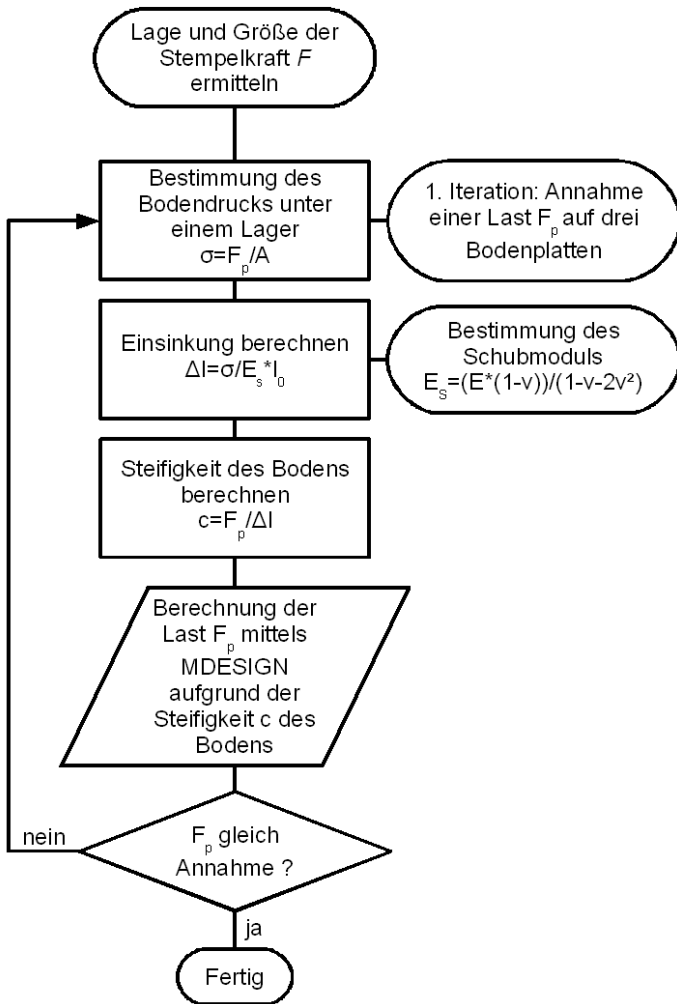
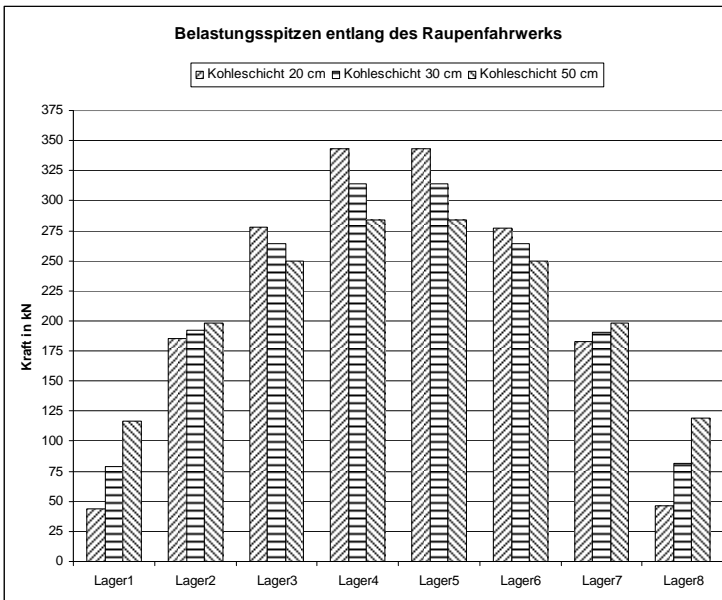


Abbildung 4-14: Ablaufplan zur Berechnung der Lastverteilung

Die Lastminima, die exakt zwischen zwei Laufrollen liegen, lassen sich nicht bestimmen, da bei der Berechnung davon ausgegangen wird, dass an dieser

Stelle keine Bodenplatten existieren. Für die Lastmaxima bzw. Lastspitzen bedeutet dieser Umstand jedoch, dass diese in Wirklichkeit etwas niedriger ausfallen werden als bei dieser Näherung berechnet, da benachbarte Bodenplatten links und rechts neben den angenommenen drei tragenden Bodenplatten durchaus etwas Last, im Wesentlichen verursacht aufgrund der Kettenspannung, aufnehmen werden. Für eine Dimensionierung liegt diese Berechnung aber auf der sicheren Seite.



**Abbildung 4-15: Belastungsspitzen bei Kohle als Untergrund**

Abbildung 4-15 zeigt den Verlauf der Belastungsspitzen bei einem sehr weichen Untergrund. Als Beispiel wurde ein weicher Kohlenuntergrund (siehe Tabelle 4-1, Seite 45) angenommen. In der Abbildung ist zu erkennen, dass je dicker die Kohleschicht ist, desto gleichmäßiger verhält sich die

Lastverteilung. Dies liegt daran, dass auf einer dicken, weichen Schicht das Raupenfahrwerk den Untergrund verformen kann und sich sozusagen anschmiegt. Alle Laufrollen tragen einen entsprechenden Anteil der Last. Die Verteilung der Last unterliegt bei einer Schicht von 20 cm Stärke der größten Ungleichförmigkeit. Beim Lager 4 (Laufrolle 4) und Lager 5 (Laufrolle 5) treten in diesem Fall dann die größten Lastspitzen von ca. 343 kN auf. Dies entspricht an dieser Stelle einem Bodendruck von 2,4 MPa und einer Einsinkung von 0,4 mm. Sowohl der Bodendruck an dieser Stelle als auch die Einsinkung stellen kein Problem dar. Der Untergrund wird nicht zerstört und der Raupenschild wird nicht einsinken.

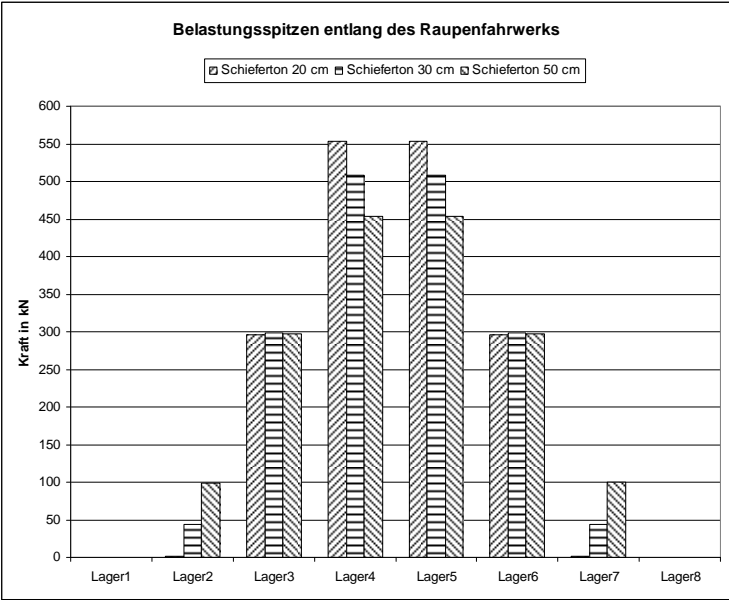
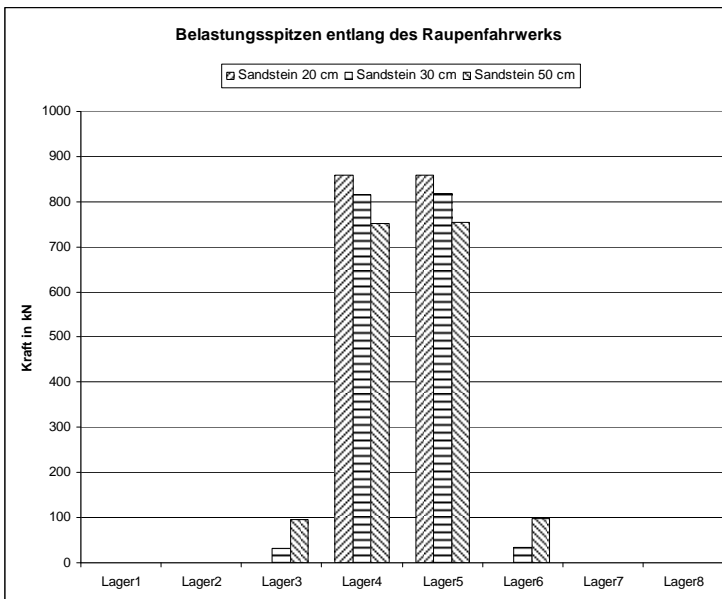


Abbildung 4-16: Belastungsspitzen bei Schieferton als Untergrund

Abbildung 4-16 zeigt den Verlauf der Belastungsspitzen bei einem mittleren bis weichen Untergrund. Als Beispiel wurde ein weicher Schieferton (siehe Tabelle

4-1, Seite 45) angenommen. Auch hier lässt sich wiederum erkennen, dass je dicker die Schiefertonschicht ist, desto gleichmäßiger verhält sich auch die Lastverteilung. Allerdings ist dieser Untergrund bereits so steif, dass der Untergrund weniger verformt werden kann und somit die äußeren Lager 1 (Laufrolle 1) und Lager 8 (Laufrolle 8) keine Last aufnehmen. Die Ungleichförmigkeit ist hier deutlich ausgeprägter als beim vorherigen Beispiel. Die Lager 4 (Laufrolle 4) und Lager 5 (Laufrolle 5) müssen bei einer Schichtstärke von 20 cm eine Last von 553 kN aufnehmen. Dies entspricht an dieser Stelle einem Bodendruck von 3,8 MPa und einer Einsinkung von 0,08 mm. Sowohl der Bodendruck an dieser Stelle als auch die Einsinkung stellen kein Problem dar. Der Untergrund wird nicht zerstört und der Raupenschild wird nicht einsinken.



**Abbildung 4-17: Belastungsspitzen bei Sandstein als Untergrund**

---

Abbildung 4-17 zeigt schließlich Verlauf der Belastungsspitzen bei einem sehr harten Untergrund. Als Beispiel wurde ein sehr fester Sandstein (siehe Tabelle 4-1, Seite 45) angenommen. Die Verteilung der Last findet im Wesentlichen nur noch auf die in der Nähe der Krafteinleitung beteiligten Lager 4 (Laufrolle 4) und Lager 5 (Laufrolle 5) statt. Bei diesem Beispiel ist deutlich zu erkennen, dass es notwendig sein wird, dass der Hydraulikstempel des Raupenschildes sich exakt zwischen zwei Laufrollen befinden muss, damit die enorm hohe Last zumindest auf diese zwei benachbarten Laufrollen gleichmäßig aufgeteilt wird. Die Lager 4 (Laufrolle 4) und Lager 5 (Laufrolle 5) müssen bei einer Schichtstärke von 20 cm eine Last von knapp 860 kN aufnehmen. Dies entspricht an dieser Stelle einem Bodendruck von 5,9 MPa und einer Einsinkung von nahezu 0 mm. Sowohl der Bodendruck an dieser Stelle als auch die Einsinkung stellen kein Problem dar. Der Untergrund wird nicht zerstört und der Raupenschild wird nicht einsinken. Allerdings ist für eine spätere Dimensionierung die Erkenntnis wichtig, dass die Wälzlager der Laufrollen für einen solchen Einsatzfall zu dimensionieren sind.

Entlang der Firste wird sich für das Raupenfahrwerk bei ähnlichen Untergründen eine vergleichbare Lastverteilung ergeben. Eine Lastverteilung bis an die Spitze der Kappe wird es allerdings nicht geben, da die vordersten Laufrollen sehr weit von der Krafteinleitungsstelle - die Lage des Hydraulikstempels - entfernt sind. Dies kann nur durch einen vorgespannten Rahmen (siehe Kapitel 4.3.4 ab Seite 82) oder einer Auflast, verursacht durch das Aufliegen des Hangenden im hinteren Teil der Kappe, (siehe Kapitel 4.1.4 ab Seite 38) erreicht werden.

Die Berechnung der Lastverteilung mittels statischer Gleichgewichtsbedingungen zeigt aber auch auf, warum übliche Schilde, wie sie im Rest des Strebes verwendet werden, im Boden versinken können und deshalb einen sog. Base-Lift benötigen. Die Lastverteilung entlang der aufliegenden Kufe oder Kappe wird sich ähnlich verhalten wie bei einem Raupenschild. Dadurch, dass die eingeleitete Kraft der Hydraulikstempel bei üblichen Schilden bis zum

---

dreifachen der Kraft eines Raupenschildes betragen kann (10.000 kN), resultiert auch der dreifache Bodendruck wie beim Raupenschild berechnet in der Nähe der Krafteinleitungsstelle, welche dann zu einer Zerstörung des Untergrundes führen kann. Zur Vermeidung einer Zerstörung des Liegenden oder des Hangenden darf ein Raupenschild deshalb keine wesentlich größere Stempelkraft aufweisen als in dieser Arbeit angenommen.

Die Erkenntnisse aus den Ergebnissen der Berechnung der Lastverteilung mittels der statischen Gleichgewichtsbedingungen haben die konstruktive Gestaltung der Rahmen (siehe Kapitel 4.2.1 und 4.2.1) beeinflusst und werden hier deshalb nicht nochmals im Detail erläutert. Wichtigstes Ergebnis ist aber, dass es eine gleichmäßige oder trapezförmige Lastverteilung, wie sie oftmals in der Literatur angegeben wird, entlang eines Raupenfahrwerkes nicht existiert.

#### 4.1.5.3 Abschätzung der maximalen Traktion

Mit Hilfe der Erddrucktheorie nach [RANKINE] und [TERZAGHI] kann eine näherungsweise Beschreibung der Bodenspannungen unter einer Raupenkette durchgeführt werden, wobei grundsätzlich zwischen einem aktiven und passiven Erddruck unterschieden werden muss. Bei Kompression des Erdreiches stellt sich ein passiver Erddruck, bei Expansion ein aktiver Erddruck ein.

Zur Beschreibung der Wirkungsweise eines traktionserzeugenden Kettengliedes kann nur der Ansatz für einen passiven Erddruck in Frage kommen, da der Kettensteg als aktives Element das Erdreich in horizontaler Richtung komprimiert. Die wirkende Normalkraft bei kohäsiven und reibungsbehafteten Böden (siehe Abbildung 4-18) auf einen Steg, d.h. die nutzbare Stegtraktion, beträgt:

$$F_{pm} = \frac{1}{2} \cdot \gamma_s \cdot h_g^2 \cdot K_{py} + h_g \cdot (q \cdot K_{pq} + c \cdot K_{pc}) \quad (4-6)$$

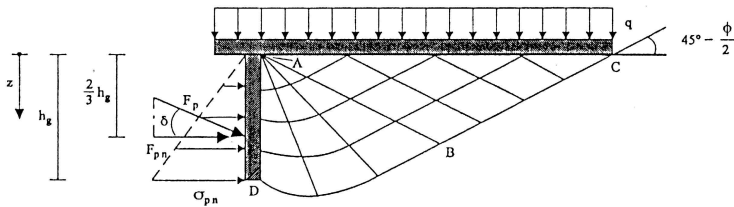


Abbildung 4-18: Einfluss der Stegrauhigkeit auf den passiven Erddruck [DÖRFLER]

Die Abbildung 4-19 zeigt die resultierende Normalspannung in horizontaler Richtung unter Berücksichtigung einer zusätzlichen Flächenlast  $q$  auf die Bodenoberfläche, die durch das Eigengewicht und der Stempelkraft erzeugt wird. Zudem wird ersichtlich, dass der optimale Stegabstand der projizierten Bruchlänge  $l_s$  entsprechen sollte.

$$l_s = \frac{h_g}{\tan\left(45^\circ - \Phi/2\right)} \quad (4-7)$$

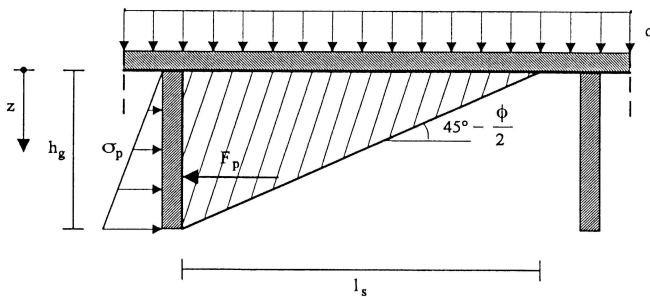


Abbildung 4-19: Resultierende Normalspannung des passiven Erddrucks an einem Kettensteg [DÖRFLER]

Die Fläche ABC in der Abbildung 4-18 stellt die sogenannte Rankine-Zone dar, die Fläche ABD charakterisiert die radiale Gleitzone. Die Faktoren  $K_{py}$ ,  $K_{pq}$  und

$K_{pc}$  berücksichtigen die innere Reibung des Bodens sowie die Reibung zwischen dem Boden und der Stegoberfläche.

$$K_{py} = \left( \frac{2 \cdot N_{\gamma}}{\tan \Phi} + 1 \right) \cdot \cos^2 \Phi \quad (4-8)$$

$$K_{pq} = N_q \cdot \cos^2 \Phi \quad (4-9)$$

$$K_{pc} = (N_c - \tan \Phi) \cdot \cos^2 \Phi \quad (4-10)$$

Abbildung 4-20 zeigt den ungefähren Verlauf der Beiwerte  $K_{py}$ ,  $K_{pq}$  und  $K_{pc}$  in Abhängigkeit des Winkels  $\Phi$  der inneren Bodenreibung. Die berechneten Verläufe nach obiger Formel wurden durch Ausgleichspolynome 6. Grades ersetzt, damit die Beiwerte für den späteren Gebrauch einfacher zu berechnen sind. Der Fehler dabei ist minimal und daher vernachlässigbar klein.

$$K_{py} = 3 \cdot 10^{-7} \cdot \Phi^6 - 2 \cdot 10^{-6} \cdot \Phi^5 - 0,0009 \cdot \Phi^4 + 0,032 \cdot \Phi^3 - 0,3609 \cdot \Phi^2 + 2,1979 \cdot \Phi + 1 \quad (4-11)$$

$$K_{pq} = 2 \cdot 10^{-7} \cdot \Phi^6 - 2 \cdot 10^{-5} \cdot \Phi^5 + 0,0004 \cdot \Phi^4 - 0,0031 \cdot \Phi^3 - 0,0007 \cdot \Phi^2 + 0,1787 \cdot \Phi + 1 \quad (4-12)$$

$$K_{pc} = 4 \cdot 10^{-7} \cdot \Phi^6 - 3 \cdot 10^{-5} \cdot \Phi^5 + 0,0011 \cdot \Phi^4 - 0,0171 \cdot \Phi^3 + 0,1394 \cdot \Phi^2 - 0,0975 \cdot \Phi + 5,7 \quad (4-13)$$

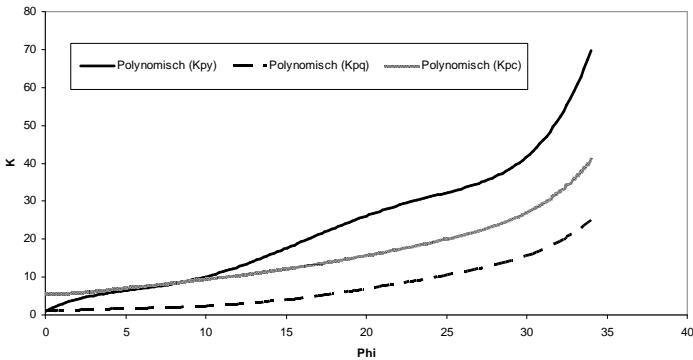


Abbildung 4-20:  $K_{py}$ ,  $K_{pq}$ , und  $K_{pc}$  [eigene Darstellung]



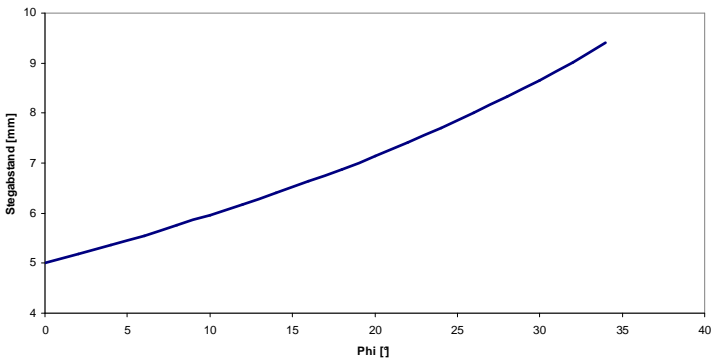
Die nutzbare Stegtraktion bei einer Steghöhe  $h_g$  von 5 mm, einer Flächenlast  $q$  von rund 1720 kN je Raupenfahrwerk, einem inneren Reibungswinkel  $\Phi$  von  $1^\circ$  und einer Kohäsion  $c$  von 1 MPa beträgt

$$F_{pn} = \frac{1}{2} \cdot \gamma_s \cdot h_g^2 \cdot K_{py} + h_g \cdot (q \cdot K_{pq} + c \cdot K_{pc})$$

$$F_{pn} = \frac{1}{2} \cdot 24500 \frac{N}{m^2} \cdot (5 \cdot 10^{-3} m)^2 \cdot 1 + 5 \cdot 10^{-3} m \cdot \left( 1720000 \frac{N}{m^2} \cdot 1 + 1 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot 5,68 \right)$$

$$F_{pn} = 37 \frac{kN}{m}$$

Der optimale Stegabstand beträgt bei diesem Beispiel ca. 5 mm. Bei einer Aufstandsfläche von 3.000 mm je Raupenfahrwerk und einer Breite von ca. 600 mm je Seite beträgt die maximale Traktionskraft des Raupenfahrwerks bereits an der Sohle 8880 kN. Da für eine Geradeausfahrt eine Kettenzugkraft von 400 kN notwendig ist (siehe Anhang), kann sich der Raupenschild selbst bei schlechten Bedingungen problemlos fortbewegen, ohne dass der Untergrund dabei beschädigt wird. Bei ausreichender Traktion wird es auch keine merkliche Schlupfeinsenkung geben. Für den jeweiligen Einsatzfall wird es nicht einmal notwendig sein, die Profilierung neu auszulegen, da sich diese kaum mit den Eigenschaften des Untergrunds ändert. Abbildung 4-21 zeigt den optimalen Stegabstand in Abhängigkeit der inneren Reibung.



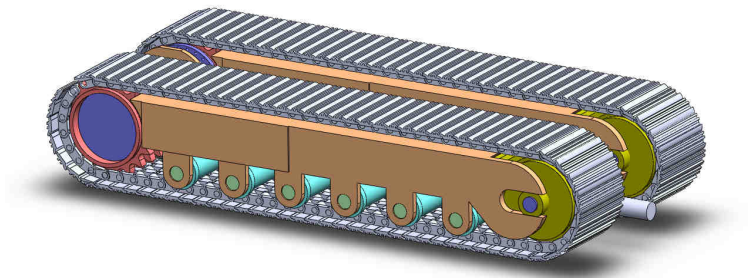
**Abbildung 4-21: Lichter Stegabstand  $l_s$  in Abhängigkeit des inneren Reibungswinkels bei einer Steghöhe von 5 mm**

## 4.2 Entwurf der Raupenfahrwerke

Nachdem die Dimensionierungsgrundlagen der wichtigsten Komponenten eines Raupenfahrwerks für den untertägigen Einsatz nun bekannt sind, kann in einem nächsten Schritt ein Raupenfahrwerk für die Firste und Sohle konstruktiv umgesetzt werden. In den folgenden zwei Kapiteln wird diese Umsetzung kurz erläutert.

### 4.2.1 Raupenfahrwerk für die Sohle

Das Raupenfahrwerk für die Sohle ist dasjenige Fahrwerk mit der kürzeren Aufstandsfläche und somit der höheren Bauteilbeanspruchung bzgl. der auftretenden Lasten. Die im Kapitel 4.1.1 ab Seite 32 dargestellte Kette und Bodenplatte, der im Kapitel 4.1.2 ab Seite 35 gefundene Turasantrieb und die im Kapitel 4.1.3 ab Seite 36 entworfenen Laufrollen müssen von einer Rahmenkonstruktion aufgenommen werden. Zugleich muss der Rahmen die auftretenden Kräfte aufnehmen. Diese bestehen im Wesentlichen aus der vertikalen Kraft des Hydraulikzylinders und einem gewissen zusätzlichen Anteil, welcher über das Koppelgetriebe in das Liegende übertragen wird.

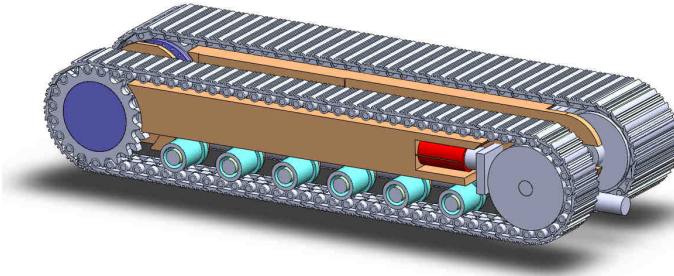


**Abbildung 4-22: Raupenfahrwerk für die Sohle**

Weiterhin muss der Rahmen die Kettenspannvorrichtung beinhalten. Für die Kinematik, welche in einem nachfolgenden Entwicklungsschritt entworfen

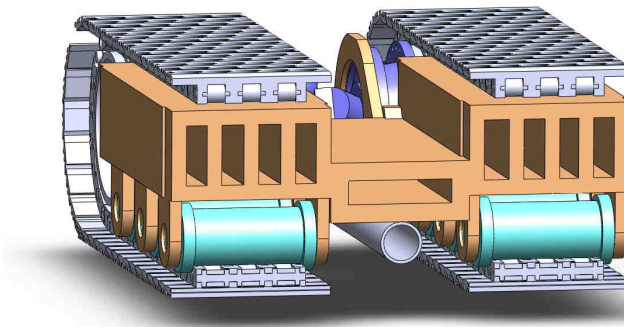
---

wird, muss bereits der notwendige Platz vorgesehen werden. Abbildung 4-22 zeigt in einer isometrischen Ansicht eine konstruktive Variante für ein Raupenfahrwerk. In der Abbildung sind alle zuvor genannten wesentlichen Baugruppen zu erkennen. Die Kettenspannvorrichtung ist im vorderen Teil des Rahmens integriert (siehe Abbildung 4-23).



**Abbildung 4-23: Raupenfahrwerk für die Sohle (Schnittansicht 1)**

Die notwendige Steifigkeit des Rahmens bzgl. einer Verformung wird durch eine geeignete Rahmenkonstruktion erreicht. In Abbildung 4-24 ist in einer Schnittansicht die Rahmenkonstruktion, ein Rückzylinder und der notwendige Freiraum für den Hydraulikstempel zu erkennen.

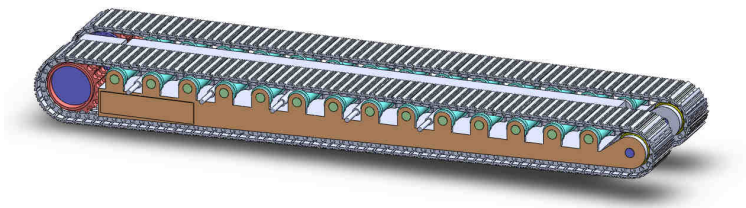


**Abbildung 4-24: Raupenfahrwerk für die Sohle (Schnittansicht 2)**

Der Abstand zwischen der Aufstandsfläche und dem Rahmen ist groß genug, um ein Aufsetzen des Raupenfahrwerks durch Einsinken zu verhindern.

#### **4.2.2 Raupenfahrwerk für die Firste**

Das Raupenfahrwerk für die Firste ist aufgrund des vorkragenden Teils höheren Biegebeanspruchungen unterworfen als das Raupenfahrwerk für die Sohle. Eine Verlängerung des bestehenden Raupenfahrwerkes für die Sohle um eine entsprechende Länge in Richtung Kohlenstoß (in Bildebene der Abbildung 4-24) ist für eine Entwurfskonstruktion möglich. Dadurch ergibt sich aber an dem vorkragenden Teil die gleiche Bauteilhöhe wie auch am restlichen Raupenfahrwerk. Um die Bauteilhöhe zu reduzieren, damit z.B. der Abstand zwischen Raupenschild und Förderer nicht zu gering wird, wird das Raupenfahrwerk nach vorne hin verjüngt.

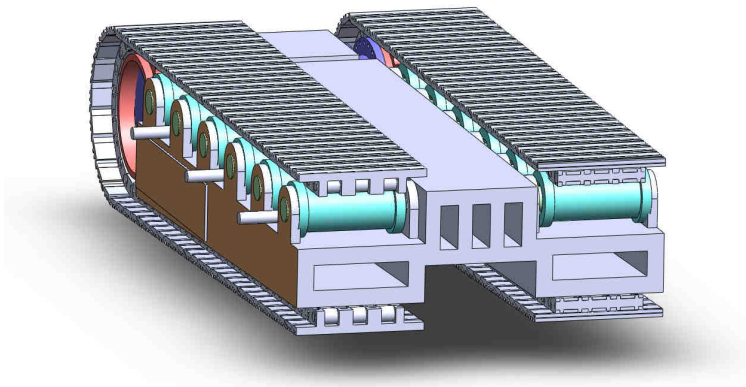


**Abbildung 4-25: Raupenfahrwerk für die Firste**

Abbildung 4-25 zeigt das deutlich längere Raupenfahrwerk für die Firste. Für das Firstenfahrwerk werden die gleichen Komponenten verwendet wie beim Raupenfahrwerk für die Sohle, um die Anzahl der möglichen Ersatzteile gering zu halten. Wie bereits in Kapitel 4.1.5.2 ab Seite 47 gezeigt, ist der Kraftverlauf entlang der anliegenden Raupenfläche nur an der Krafteinleitungsstelle hoch. Aus diesem Grund wäre eine noch stärkere Verjüngung der „Schildspitze“ möglich, da die Tragrollen in diesem Bereich deutlich kleiner dimensioniert werden könnten, da im vorderen Bereich keine so hohen Kräfte aufgenommen werden müssen. Um aber auch hier die Anzahl möglicher Ersatzteile gering zu

---

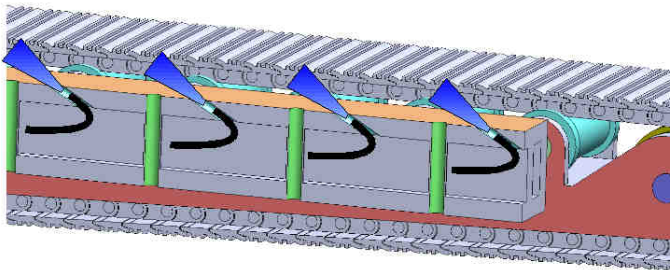
halten, sind am Firstenfahwerk überall die gleichen Laufrollen verbaut und deshalb auch untereinander austauschbar. Durch die Verjüngung fehlt der Platz für eine Kettenspannvorrichtung. Diese ist in den hinteren Bereich des Turasantriebes verlegt.



**Abbildung 4-26: Raupenfahwerk für die Firste (Schnitt)**

Abbildung 4-26 zeigt einen Schnitt durch das Raupenfahwerk für die Firste. Zu erkennen ist u.a. die hier etwas veränderte Rahmenkonstruktion und der Freiraum für die in einem späteren Schritt eingesetzten Hydraulikzylinder. Der Abstand zwischen Aufstandsfläche (Firste) und Rahmen ist beim Firstenfahwerk konstruktiv bedingt geringer als beim Raupenfahwerk für die Sohle. Das Firstenfahwerk unterliegt nicht der Problematik des in Kapitel 4.1.5 ab Seite 43 beschriebenen Einsinkens und einer daraus resultierenden Immobilität. Vielmehr werden die sich bildenden Bergepolster auf dem Rahmen zwischen den beiden Raupenketten für einen erhöhten Fahrwiderstand sorgen. Im schlimmsten Fall werden die Raupenketten sogar nicht mehr an der Firste anliegen können, wenn die Bergepolster zu hoch werden. Um dies zu verhindern müssen entlang des Rahmens rückwärtsgerichtete (in Richtung des Alten Mannes) oder vorwärtsgerichtete (in Richtung des Kohlenstoßes) Wasserdüsenkaskaden dafür sorgen, dass kleine

Brocken abtransportiert werden können. Da es zu keiner Kompression dieser kleinen Brocken durch den Setzvorgang kommen wird, weil es diese bei einem Raupenschild erst gar nicht geben wird, wird das aufliegende Material auch nicht kompaktiert. Der Transport durch einen Wasserstrahl ist daher möglich. Zusätzliche Durchgangslöcher im Rahmen können im Notfall dazu dienen, große Brocken mechanisch zu lösen.



**Abbildung 4-27: Rückwärtsgerichtete Wasserdüsen am Firstenfahrwerk**

Abbildung 4-27 zeigt in einem Schnitt entlang der Längsachse durch die Rahmenkonstruktion diese Durchgangslöcher und die angedeuteten Wasserdüsen. Um ein Durchfallen der Brocken durch die Durchgangslöcher zu verhindern, müssen diese durch einfache Schiebeklappen verschlossen werden können.

### **4.3 Untersuchung der Kinematik des Raupenschildes**

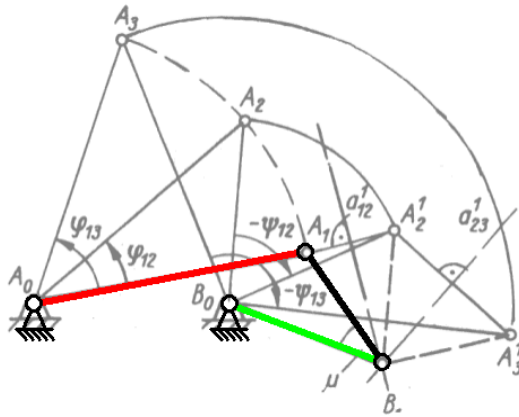
Nachdem das Raupenfahrwerk für die Sohle und das Raupenfahrwerk für die Firste festgelegt worden sind, erfolgt die Untersuchung der Kinematik. Die Kinematik soll das Firstenfahrwerk mit dem Sohlenfahrwerk verbinden und die auftretenden bankparallelen und bankrechten Kräfte übertragen. Innerhalb dieses Kapitels soll dazu das Koppelgetriebe im Zusammenspiel mit dem Hydraulikstempel näher betrachtet werden. Alle ebenen Koppelgetriebe sind dadurch charakterisiert, dass sie mindestens vier starre Glieder haben, die durch

---

Drehgelenke oder aber auch Schubgelenke miteinander verbunden sind. Punkte der Koppel beschreiben Koppelkurven, die eine große technische Bedeutung haben. Für den Schildausbau wird oft der Begriff des „Lemniskatengetriebes“ verwendet. Die Lemniskatenkurve<sup>13</sup> beschreibt hierbei den Abstand von der Schildkappe zum Kohlenstoß, welcher beim Absenken/Setzen oder beim Anpassen an die Mächtigkeit des Schildes im Streb möglichst konstant gehalten werden soll. Diese Lemniskatenkurve entspricht im Idealfall also einer Geraden und kann bereits durch eine Viergelenkkette annähernd genau realisiert werden. Um die Anzahl der Getriebeglieder klein zu halten, werden Koppelgetriebe mit mehr als vier Gliedern deshalb nicht näher untersucht. Alle Getriebe der Viergelenkkette haben 4 Drehgelenke und 4 Glieder. Ihre Übertragungsfunktionen sind allein dadurch vollständig bestimmt. Alle theoretisch möglichen Getriebe der Viergelenkkette und die Berechnung dieser bzgl. ihrer Übertragungsfunktionen sind z.B. von [VOLMER] untersucht worden. Die aufwendig beschriebenen Methoden, um die schwer zugängliche analytische Vektoralgebra mittels geometrischer Verfahren zu bestimmen, können heutzutage mittels Einsatz geeigneter Software einfach gestaltet werden. Dadurch lassen sich die Koppelkurven etlicher Getriebevarianten in kürzester Zeit darstellen und optimieren. Die Untersuchung der auftretenden Kräfte ist damit ebenfalls möglich. Die softwarebasierten Hilfsmittel beruhen dabei jedoch auf den Gesetzen der Getriebelehre, wie sie schon durch [Hain] im Jahr 1963 aufgestellt wurden. Ein einfaches Koppelgetriebe (Doppelschwinge) zeigt Abbildung 4-28.

---

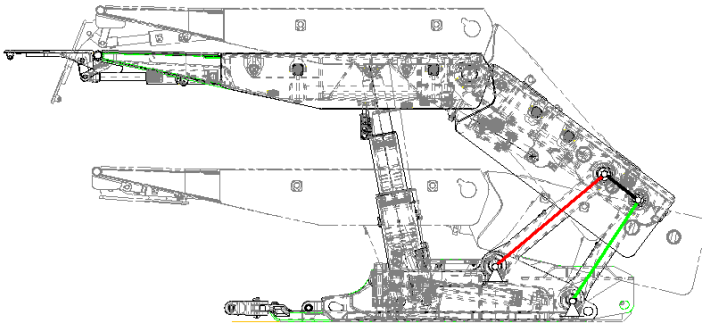
<sup>13</sup> Eine Lemniskate ist die Figur einer liegenden 8 ( $\infty$ ). Diese Figur ist als Symbol für Unendlichkeit und Unbegrenztheit bekannt. Mit dem Begriff "Lemniskate" wird jedoch meist nicht das Unendlichkeitssymbol, sondern eine geometrisch definierte Lemniskatenkurve bezeichnet.

Abbildung 4-28: Doppelschwinge [DMG-Lib]<sup>14</sup>

Eine Variante – erreichbar durch Änderung der Gliedlängen und Positionen der Gelenke - der Doppelschwinge findet bereits erfolgreich ihren Einsatz beim Regelausbau (siehe Abbildung 4-29) und soll daher auch für ein Strebendschild verwendet werden. In den folgenden Kapiteln wird dieses Getriebe daher näher untersucht und für einen Raupenschild angepasst.

<sup>14</sup> Die Digitale Mechanismen- und Getriebebibliothek (Kurzbezeichnung: DMG-Lib) ist ein im Aufbau befindliches Leistungszentrum für Forschungsinformation mit dem Ziel der Sammlung, Bewahrung, Vernetzung und Präsentation des umfangreichen Wissens über Mechanismen und Getriebe für eine breite Öffentlichkeit. Das Online-Portal der DMG-Lib ermöglicht es der breiten Öffentlichkeit, im gesamten Wissensgebiet zu recherchieren und dies unter verschiedensten Aspekten, wie beispielsweise Suche nach Begriffen, nach Getriebestrukturen oder nach funktionsbeschreibenden Merkmalen. ([www.dmg-lib.org](http://www.dmg-lib.org))





**Abbildung 4-29: Doppelschwinge beim Standardschildausbau**

Die Untersuchung der Kinematik erfolgt mittels der Software SAM 6.0.45<sup>15</sup>. Dies ist ein interaktives PC-Programm für den Entwurf, die Bewegungs- und Kraftanalyse und die Optimierung willkürlicher ebener Getriebe. Nachdem das Getriebe einmal konstruiert ist und die Antriebsdaten definiert sind, können Größen, wie z.B. die Position von Gelenkpunkten berechnet werden. Außerdem ist SAM in der Lage, eine Kraft-Analyse (Kinetostatik) auszuführen, wobei z.B. Daten wie Reaktionskräfte oder die benötigte Leistung berechnet werden können. Ausgehend von dem aktuellen Entwurf kann das Getriebe weiter optimiert werden. Das Ziel einer Optimierung ist das Minimalisieren oder Maximalisieren einer Eigenschaft des Unterschiedes zwischen dem aktuellen Verhalten und dem Zielverhalten des Getriebes. Das Getriebe eines Raupenschildes kann z.B. bzgl. einer maximalen Höhenverstellung, einer optimalen Bahnkurve und der Minimierung der Bolzenkräfte optimiert werden. SAM sucht das Optimum, indem Parameter wie z.B. die Geometriedaten innerhalb vordefinierter räumlicher Grenzen, variiert werden. Die Optimierung basiert auf einem Zwei-Schritt-Verfahren. Dabei wird zuerst der gesamte

<sup>15</sup> Simulation and Analysis of Mechanisms, Copyright © 2008 ARTAS - Engineering Software

Parameterraum mittels der Monte-Carlo-Technik<sup>16</sup> exploriert und danach gefundene spezifische Lösungen optimiert.

#### **4.3.1 Optimierung der Kinematik bezüglich der Höhenverstellung bei idealer Kraftwirkungslinie**

Die beiden Raupenfahrwerke werden in einem ersten Schritt räumlich frei platziert. Dabei werden die Antriebe des Raupenfahrwerks für die Sohle und die Antriebe des Raupenfahrwerks für die Firste so angeordnet, dass diese exakt übereinanderstehen (siehe Abbildung 4-30, blau gestrichelte Linie). Diese Maßnahme sorgt dafür, dass im rückwärtigen Bereich des einmal fertigen Raupenschildes unmittelbar ein Streckenbegleitdamm erstellt werden kann. Somit entsteht automatisch ein Überstand von rund 3 Metern. Unterhalb dieses vorkragenden Raupenfahrwerks bleibt somit genug Freiraum für den Förderer. Der Abstand zwischen der aufliegenden Fläche des Raupenfahrwerks für die Sohle und des Raupenfahrwerks für die Firste ergibt sich aus der gewünschten Einsatzhöhe (siehe Tabelle 3-10: Lastenheft für einen Strebrandschild auf Seite 31). Der Freiraum für ein mögliches Koppelgetriebe ist in Abbildung 4-30 ebenfalls zu erkennen. Da die Höhen der Raupenfahrwerke jeweils bereits 700 mm betragen, ist die minimale Höhe von 1,5 Metern nicht mit einer Kinematik zu lösen, die sich zwischen den Raupenfahrwerken befindet, da dies zu Kollisionen führen würde. Für diesen Fall muss die Kinematik entweder im rückwärtigen Bereich angebracht oder kleinere Raupenfahrwerke entwickelt werden, die für den Fall der kleineren Mächtigkeit angepasst sind. Eine parallele Entwicklung eines solchen Raupenschildes erscheint zu umfangreich für diese

---

<sup>16</sup> Monte-Carlo-Technik, Monte-Carlo-Simulation oder Monte-Carlo-Studie, auch: MC-Simulation, ist ein Verfahren aus der Stochastik, bei dem sehr häufig durchgeführte Zufallsexperimente die Basis darstellen. Es wird aufgrund der Ergebnisse versucht, mit Hilfe der Wahrscheinlichkeitstheorie analytisch nicht oder nur aufwendig lösbare Probleme im mathematischen Kontext numerisch zu lösen. Die Zufallsexperimente können entweder real durchgeführt werden, etwa durch Würfeln, oder durch die Erzeugung von Zufallszahlen.

---

Arbeit, erfolgt aber nach den gleichen Schritten wie in dieser Arbeit beschrieben. Der Entwurf einer möglichen Variante befindet sich am Anhang.

Die Einleitung der Ausbaukraft ins Hangende (und Liegende) erfolgt über die Fahrwerke. Anzustreben ist eine möglichst gleichmäßige Kraftübertragung über die gesamte Länge. Für die Gebirgsbeherrschung ist dabei die Kraftübertragung an der vorderen Firstenfahrwerksspitze von besonderer Wichtigkeit, da bei gebrächem Gebirge Hangendausbrüche vor allem dann entstehen können, wenn der erste Punkt der Unterstützung des Hangenden (siehe Abbildung 4-30, roter Punkt) zu weit vom Abbaustoß entfernt ist. Diese Anlage ist bei einem ebenen Hangenden nur bei vorgespannten Fahrwerken (siehe Variante 2, Tabelle 3-9 auf Seite 29) möglich. Für ebene Fahrwerke ist es empfehlenswert, Teilungsverhältnisse  $l_1:l_2$  von 1:1 bis 1:2 anzustreben [IRRESBERGER, Seite 38], um eine Anlage an der Kappespitze zu erreichen. Innerhalb dieses Bereiches muss die Kraftwirkungslinie des Hydraulikstempels möglichst genau zwischen zwei Laufrollen zielen, um die Kraft auf zumindest zwei Laufrollen aufzuteilen (siehe Kapitel 4.1.5.2 ab Seite 47).

Zudem sollte die Kraftwirkungslinie des Hydraulikstempels der Reaktionskraft des Hangenden entgegenwirken, denn je mehr Belastung von dem Hydraulikstempel („Stabkraft nur in Stabrichtung“) aufgenommen wird, desto geringer ist die Belastung auf die Gelenkbolzen des Koppelgetriebes. Die Reaktionskraft setzt sich aus dem Gewicht des absenkenden Strebhangenden in bankrechter Richtung und einer bankparallelen Kraft zusammen. Diese resultiert als Ursache aus bankparallelen Relativbewegungen zwischen Raupenschild und dem Gebirge. Dabei werden durch diese bankparallelen Bewegungen Reibungskräfte zwischen dem Ausbau und dem Gebirge erzeugt. Allgemein wird nach [IRRESBERGER] zur Kalkulation der bankparallelen Kräfte ein Reibungswinkel von 18 gon ( $16,2^\circ$ ) angesetzt, der einem Reibbeiwert von  $\mu = 0,3$  entspricht. Messungen haben allerdings gezeigt, dass im Betriebsfall auch größere Reibbeiwerte (bis etwa 0,7) auftreten. Es hat sich jedoch gezeigt, dass der üblicherweise zugrunde liegende Reibbeiwert von  $\mu = 0,3$  eine

ausreichend sichere Bemessungsgrundlage darstellt. Die Richtung der Reaktionskraft weist somit eine Neigung von  $73,8^\circ$  zur Horizontalen auf. Die Neigung der Kraftwirkungsline des Hydraulikstempels sollte sich daher ebenfalls diesem Wert annähern. Der Anteil der bankparallelen Kraft wird über die Raupenketten auf das Getriebe übertragen. Das Haltemoment der antriebsseitig angebrachten Haltebremsen muss größer als diese Kraft sein, durch die ebenfalls ein Moment erzeugt wird, da ansonsten der Raupenantrieb „durchrutscht“. Die große Untersetzung des Getriebes sorgt dabei für ein geringeres Haltemoment an den Bremsen. Die Konstruktion lässt es ebenfalls zu, durch gezieltes Ansteuern der Wegeventile und einem damit verbundenen Abtriebsmoment der bankparallelen Kraft entgegenzuwirken.

Für das Raupenfahrwerk für die Sohle ergeben sich zwei mögliche Positionen für einen Anschlagpunkt des Hydraulikstempels. Für das Firstenfahrwerk ergeben sich ebenfalls nur zwei mögliche Positionen (siehe Abbildung 4-30, orange gestrichelte Linien). Der Hydraulikstempel muss in der Lage sein durch Ein- bzw. Ausfahren die minimale sowie maximale Höhe einstellen zu können. Dabei muss der maximal zulässige Hub üblicher Hydraulikstempel berücksichtigt werden.



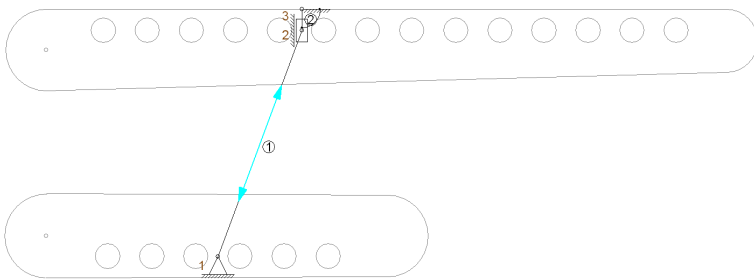
Für die Optimierung der Höhenverstellung und der idealen Kraftwirkungslinie ist noch kein Koppelgetriebe erforderlich. Die Randbedingung, dass sich das Firstenfahwerk senkrecht zur Horizontalen absenken soll, können bei SAM als Randbedingung programmiert werden.

Tabelle 4-2 zeigt die wesentlichen Kennzahlen der 4 möglichen Variationen. Pos. 1 für das Sohlenfahwerk beschreibt den Anschlagpunkt zwischen der dritten und vierten Laufrolle ausgehend vom Turasantrieb, Pos. 2 für das Sohlenfahwerk beschreibt den Anschlagpunkt zwischen der vierten und fünften Laufrolle. Für das Firstenfahwerk gilt dies analog beginnend bei dem Zwischenraum zwischen der fünften und sechsten Laufrolle. Der Stempelhub wurde so eingestellt, dass eine minimale Stellung (Mächtigkeit) von 2300 mm und eine maximale Stellung (Mächtigkeit) von 3400 mm eingestellt werden können.

Variante	min. Stempel- länge [mm]	max. Stempel- länge [mm]	Stempelhub [mm]	min. Neigung [°]	max. Neigung [°]
Sohlenfahwerk Pos.1 + Firstenfahwerk Pos. 1	2060	3110	1050	68	75,6
Sohlenfahwerk Pos.1 + Firstenfahwerk Pos. 2	2246	3235	989	58,4	68,4
Sohlenfahwerk Pos.2 + Firstenfahwerk Pos. 1	1947	3035	1088	79	83
Sohlenfahwerk Pos.2 + Firstenfahwerk Pos. 2	2060	3110	1055	68	75,6

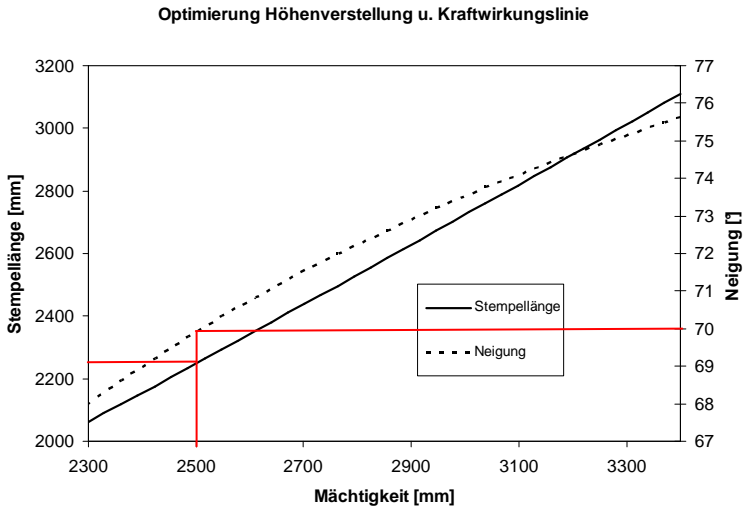
**Tabelle 4-2: Variation der Anschlagpunkte**

Der notwendige Stempelhub - die Differenz zwischen der Länge des Stempels im ausgefahrenen Zustand und der Länge im eingefahrenen Zustand - wird umso geringer, je geneigter der Stempel aufgestellt wird. Allerdings ergeben sich in diesem Falle ungünstige Winkel bzgl. der Kraftwirkungslinie. Da sich jeder Stempelhub der 4 Variationen mit üblichen Hydraulikstempeln realisieren lässt, ist die optimale Neigung des Stempels bzgl. der Kraftwirkungslinie für eine Entscheidung maßgebend. Dies trifft für die Variante 1 (Sohlenfahrwerk Pos. 1 + Firstenfahrwerk Pos. 1) sowie für die Variante 4 (Sohlenfahrwerk Pos. 2 + Firstenfahrwerk Pos. 2) zu. Da Variante 4 praktisch nur eine Parallelverschiebung um 406,4 mm (Abstand von zwei Laufrollen<sup>17</sup>) von Variante 1 ist, sind die Kennzahlen ebenfalls identisch. Abbildung 4-31 zeigt das SAM-Model von Variante 1. In der Abbildung 4-32 ist die Stempel­länge und die Neigung des Stempels in Abhängigkeit der Mächtigkeit dargestellt.



**Abbildung 4-31: Variante 1 bzgl. Höhenverstellung und Kraftwirkungslinie**

<sup>17</sup> Der Abstand zweier Laufrollen sollte einem ganzzahligen Vielfachen der Kettenteilung ( $p=101,6 \text{ mm}$ ) entsprechen, um hinsichtlich der Kettenatmung ein gleichmäßiges Einsinken der Kettenglieder zu erreichen.



**Abbildung 4-32: Optimierung Höhenverstellung und Kraftwirkungslinie, Die Neigung und Stempellänge einer gebauten Mächtigkeit von 2,5 Metern**

Um die frei kragende Länge des Firstenfahrwerks zu maximieren, wird Variante 1 in den nächsten Kapiteln weiter optimiert, obwohl dann der vorhandene Bauraum für das Koppelgetriebe kleiner wird. Die zweite mögliche Position kann daraufhin, wenn z.B. der Ausbauwiderstand erhöht werden muss, mit einem zweiten Hydraulikstempel besetzt werden.

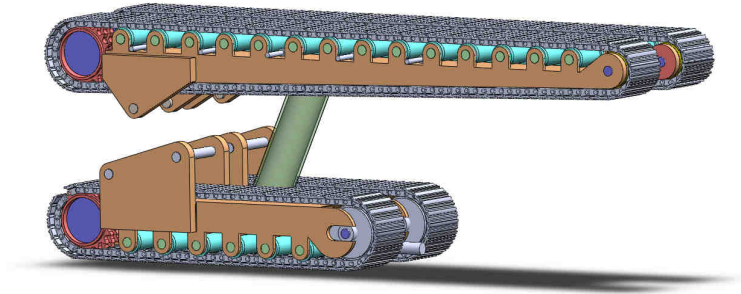
#### **4.3.2 Optimierung der Kinematik bezüglich der besten Bahnkurve**

Nachdem die Lage und die Position des Hydraulikstempels bekannt sind, wird in einem nächsten Schritt die Kinematik entwickelt. Zur Verfügung steht der bereits in Abbildung 4-30 dargestellte Bauraum. Als geeignete Kinematik wurde bereits im Kapitel 4.3 ein Koppelgetriebe (Doppelschwinge) vorgeschlagen. Die Anschlagpunkte für die feststehenden Gelenke werden an den Raupenfahrwerken angebracht. Dazu müssen die Fahrwerke entsprechend der Abbildung 4-33 erweitert werden. Die genaue Lage der Achsen (Gelenkpunkte)



---

ist vor der Optimierung eine reine Vermutung. Die Aufgabe der Optimierung besteht darin, die Position der Kappenspitze beim Ein- und Ausfahren des Hydraulikzylinders in einem konstanten Abstand zum Kohlenstoß zu halten. Diese Bahnkurve entspricht im Idealfall einer Geraden.



**Abbildung 4-33: Erweiterung der Raupenfahrwerke zur Aufnahme der Gelenkbolzen**

Das Koppelgetriebe wird als einfacher Entwurf innerhalb von SAM skizziert. Die Erweiterung des Koppelgetriebes bis zum Hydraulikstempel über das Firstenfahrwerk entspricht einem einfachen Halbschlag. Dies ist möglich, da sich Getriebe aller Getriebearten miteinander kombinieren lassen. Durch das Hintereinanderschalten von 2 Getrieben wird die Abtriebsbewegung des Koppelgetriebes als Antriebsbewegung des zweiten Getriebes (Halbschlag) verwendet.

Abbildung 4-34 zeigt das SAM-Model mit den bereits optimierten Positionen der jeweiligen Gelenke bzgl. einer optimalen Bahnkurve der Kappenspitze. Die Gelenkpunkte 6 und 10 sind konstruktiv bedingt in ihrer Position nicht veränderbar und können daher bzgl. ihrer Position nicht optimiert werden. Die möglichen Positionsbereiche für die Gelenkpunkt 7, 8 und 9 sind innerhalb der eingezeichneten Rechtecke sinnvoll. Als sinnvoll gelten alle Position, die sich in

dem in Abbildung 4-30 gezeigten Bereich befinden und zudem zu keiner Kollision mit dem Raupenfahrwerk oder sich selbst führen.

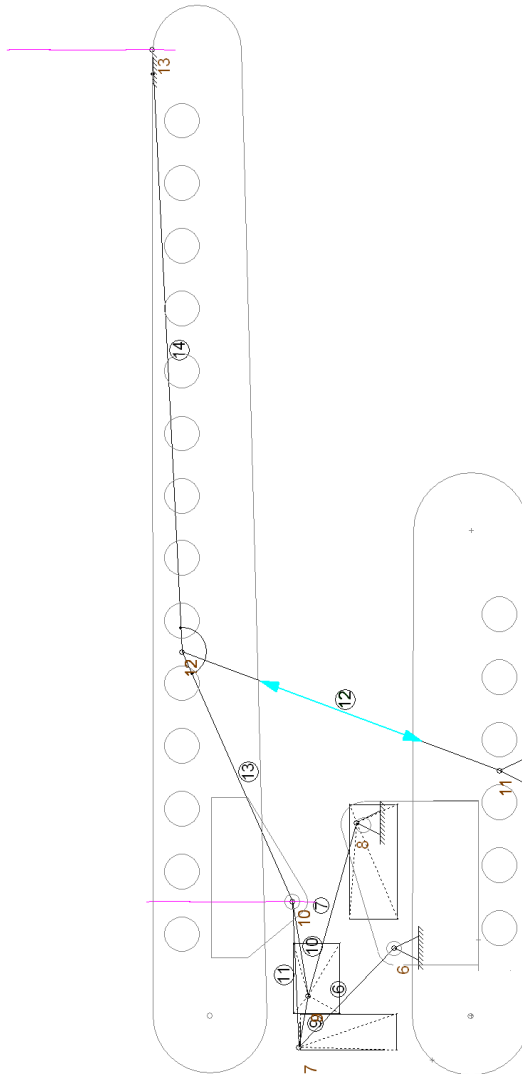


Abbildung 4-34: Optimierung der Bahnkurve

Die Neigung des Firstenfahrwerks, um sich dem Verlauf des Hangenden exakt anzupassen (z.B. Konvergenz, Klettern oder Tauchen) ist für die Optimierung der Bahnkurve der Kappenspitze (Gelenkpunkt 13) nicht von Bedeutung (siehe Abbildung 4-35). Der Grund dafür ist, dass der Halbschlag kinematisch unterbestimmt ist und einen Freiheitsgrad besitzt. Dieser Freiheitsgrad wird erst beim Anlegen des Firstenfahrwerks an das Hangende eliminiert. Erst dann ist das gesamte Getriebe kinematisch bestimmt. Innerhalb von SAM wird dies dadurch realisiert, dass die beschriebene Randbedingung programmiert wird. Diese Randbedingung sorgt für ein bankparalleles Absenken bzw. Setzen des Firstenfahrwerks unabhängig von der Neigung des Firstenfahrwerks. In der Praxis wird der Eckzylinder dazu verwendet, eine willkürliche Bewegung des Firstenfahrwerks zu verhindern bis sich der Schild wieder verspannt hat. Aufgrund des Halbschlags führt die Kappenspitze des Halbschlags (Gelenkpunkt 13) bei einem Anliegen des Firstenfahrwerks am Hangenden exakt die gleiche Bewegung durch wie der Gelenkpunkt 10. Dessen Abtriebsbewegung stellt die Antriebsbewegung für den Halbschlag dar.

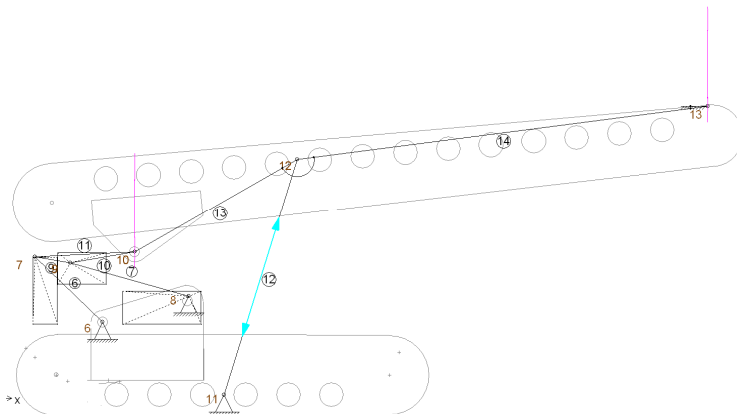


Abbildung 4-35: Bahnkurve der Kappenspitze bei einer Neigung von  $5^\circ = 5,58$

Abbildung 4-36 zeigt die Abweichung der Kappenspitze nach der vorgenommenen Optimierung von der Ausgangsstellung in Abhängigkeit der unterstützten Mächtigkeit bei einer Neigung des Firstenfahrwerks von  $0^\circ$ . Die maximale Abweichung beträgt hierbei weniger als 7 mm. Aufgrund der in der Praxis auftretenden Elastizitäten, fertigungsbedingten Toleranzen und Gelenkspielen ist diese Abweichung vernachlässigbar gering.

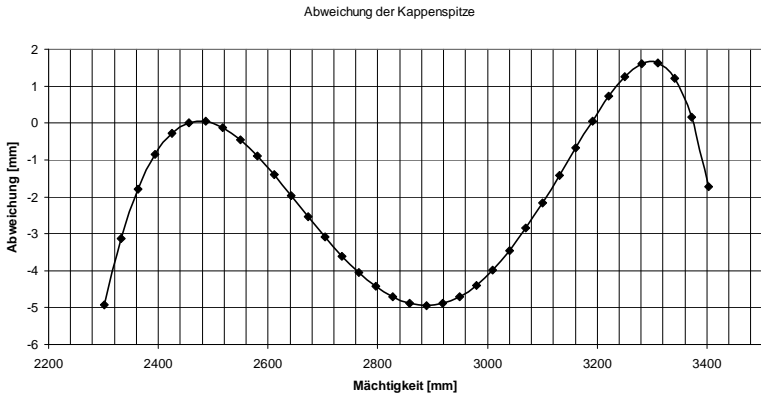


Abbildung 4-36: Abweichung der Kappenspitze in Abhängigkeit der Mächtigkeit

Gelenkpunkt	6	7	8	9	10
x [mm]	0	-640,61	812,32	-306,64	302,61
y [mm]	0	619,28	247,14	560,55	663,25

Tabelle 4-3: Positionen der Gelenkpunkte bzgl. einer optimalen Bahnkurve

Das gefundene Getriebe samt den gefundenen Getriebepunktpositionen kann für zukünftige Entwicklungen genutzt werden. Größere oder kleinere Ausführungen des Getriebes, um z.B. andere Strebmächtigkeiten unterstützen zu können, sind durch eine einfache Skalierung der geometrischen Verhältnisse

---

zu realisieren. Tabelle 4-3 zeigt daher die Positionen der Gelenkpunkte 6 bis 10 in einem kartesischen Koordinatensystem. Der Gelenkpunkt 6 liegt dabei im Ursprung.

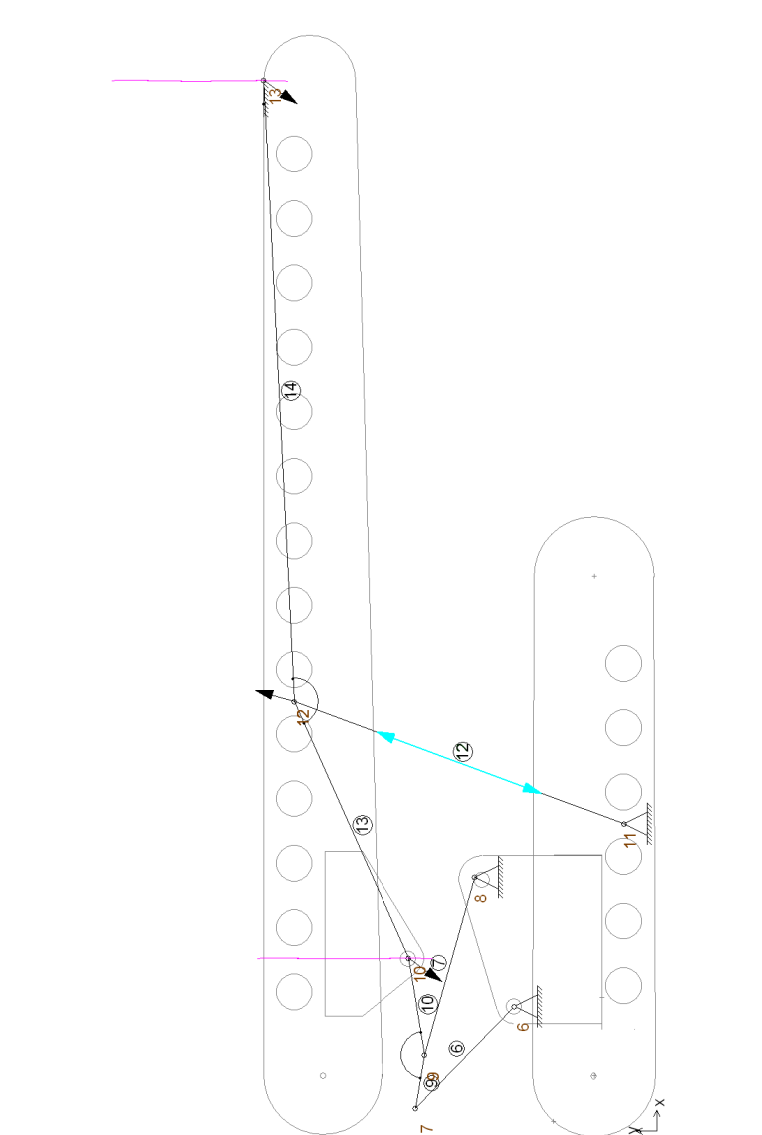
### 4.3.3 Berechnung der Kräfte auf die Gelenkbolzen

Wie bereits in Kapitel 4.3.1 ab Seite 67 beschrieben, setzt sich das Hangende auf das Firstenfahrwerk - unter einer angenommenen Reaktionskraft unter einem Winkel von  $73,8^\circ$  zur Horizontalen - ab. Trifft genau dieser Fall zu wird diese Reaktionskraft vollständig vom geneigten Hydraulikstempel aufgenommen, unter der Bedingung, dass dieser exakt gleich geneigt ist. Die Belastung auf das Getriebe ist in allen Gelenken<sup>18</sup> bei diesem Fall gleich Null. Da der Hydraulikstempel konstruktiv bedingt aber zwischen einem Winkel von  $68^\circ$  und  $75,5^\circ$  schwankt (siehe Abbildung 4-32, Seite 73) und sich zudem der Reibungswinkel zwischen Firstenfahrwerk und Gebirge ändern kann, werden die Gelenke aufgrund einer zusätzlichen Querkraft, welche nicht vom Hydraulikstempel aufgenommen werden kann, belastet. Zur Dimensionierung der Gelenkbolzen und den entsprechenden Lagerstellen ist es daher notwendig, diese Belastung zu bestimmen. Die maximale Belastung auf das Getriebe tritt dann auf, wenn die Reaktionskraft nicht mehr unter einem Winkel von  $73,8^\circ$  sondern unter einem Winkel von  $55^\circ$  angreift. Dies entspricht einem Reibwinkel zwischen dem Hangenden und der aufliegenden Raupenfläche von  $\mu = 0,7$ .

Abbildung 4-37 zeigt die angreifenden Kräfte am Firstenfahrwerk. Die Kräfte des sich absenkenden Hangenden greifen vereinfacht, wie in Kapitel 4.1.4 ab Seite 38 beschrieben, an der Spitze und dem Gelenk 10 unter einem Winkel von  $55^\circ$  an. Als weitere Bekannte drückt die Hydraulikstempelkraft unter einem Winkel von  $73,8^\circ$  das Firstenfahrwerk gegen das Hangende. Die Gleichgewichtsbedingungen aus Kapitel 4.1.4 wurden dabei ebenfalls berücksichtigt.

---

<sup>18</sup> mit Ausnahme der Anschlagpunkte für den Hydraulikstempel



An allen Gliedern, die nicht zusätzlich durch ein Drehmoment belastet sind, lässt sich der Kraftverlauf in Abhängigkeit der Mächtigkeit auf das Gelenk mittels SAM bestimmen. Die Normalkraft eines nur auf Druck- oder Zug belasteten Stabes ist diejenige Kraft, die den Bolzen der jeweiligen Gelenkverbindung auf Biegung belastet. Biegemomentfreie Glieder sind der Lenker Nr. 6 und 7. Das Mittelstück, bestehend aus den Elementen 9 und 10, wird durch ein Biegemoment belastet. Der Verlauf des Biegemoments kann ebenfalls bestimmt werden und dient dazu, dieses Element entsprechend biegesteif zu konstruieren. Die Belastung der Lagerstellen 6, 8, 10, 11 und 12 sind ebenfalls in Abhängigkeit der Mächtigkeit bestimmbar.

Der Kraftverlauf aller Gelenkverbindungen ist in Abbildung 4-38 dargestellt. Eine Dimensionierung der Bolzendurchmesser erfolgt anhand der größtmöglich auftretenden Kraft und den üblichen Berechnungsmethoden nach [ROLOFF/MATEK, Seite 252 ff.] für Bolzenverbindungen.

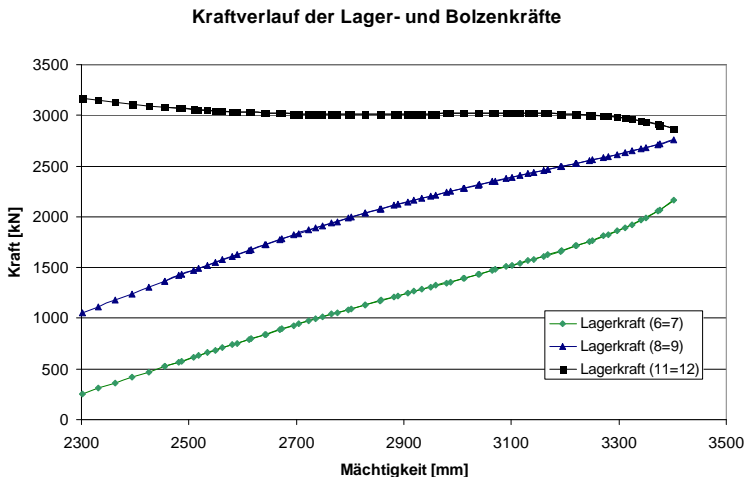
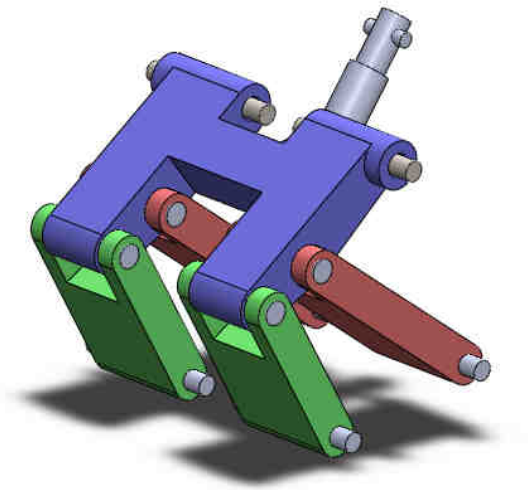


Abbildung 4-38: Kraftverlauf der Lager- und Bolzenkräfte

Das Koppelgetriebe ist zwar ein ebenes Getriebe, die Anordnung der Elemente kann jedoch trotzdem in der Zeichenebene beliebig angeordnet werden. Somit kann zum Einen eine Beweglichkeit der Kinematik erreicht werden, obwohl die Bewegung der Elemente untereinander zu einer Kollision führen würde, zum Anderen kann aber in Bezug auf die Bolzenkräfte eine Verteilung der Last auf mehrere Lagerstellen erreicht werden. Abbildung 4-39 zeigt die konstruktiv ausgearbeitete Kinematik des Raupenschildes.



**Abbildung 4-39: Kinematik des Raupenschildes (Blickrichtung von hinten)**

Eine Optimierung der Gelenkkräfte, um z. B. die Durchmesser der Bolzen zu verringern, lässt sich durch eine andere geometrische Anordnung der Gelenkpunkte erreichen. Diese Anordnung würde jedoch im Konflikt zur Anordnung der Gelenkpunkte bzgl. der besten Bahnkurve stehen.



---

#### 4.3.4 Untersuchung der vorgespannten Kappe

Wie bereits in Kapitel 3.5 ab Seite 30 festgelegt, wird im Folgenden die vorgespannte Kappe untersucht. Hintergrund für den Einsatz der vorgespannten Kappen im Regelausbau ist die Tatsache, dass sich ein langer Krakarm (= starre Ausbildung der Kappe) ohne Auflager aufgrund des Eigengewichts absenkt und deshalb beim Regelausbau das Hangende an der Kappenspitze nicht unterstützten kann. Erst durch Maßnahmen oder Zusatzeinrichtungen wie Anstellkappen oder Anstellschiebekappen kann das Hangende an der Kappenspitze unterstützt werden. Auch die Konstruktion einer vorgespannten Kappe kann dazu beitragen, das Hangende an der Kappenspitze zu unterstützen. Gelenkig geteilte Kappen, wie dies früher beim Bockausbau üblich war, werden für diese Arbeit nicht berücksichtigt, da hier ungünstige Hebelarmlängen entstehen, auch wenn diese zu einer besseren Anlage der Kappenspitze führen können.

In der folgenden Abbildung 4-40 ist der Setzvorgang eines Standardschilds und der Kraftverlauf entlang der Kappe qualitativ dargestellt. In der Praxis wird die Vorspannung der Kappe beim Regelausbau dadurch erreicht, dass der vordere Teil etwas nach oben angestellt (ca. 30 mm) wird. Das Funktionsprinzip einer solchen Kappe entspricht der einer Tellerfeder, die „platt gedrückt“ wird.

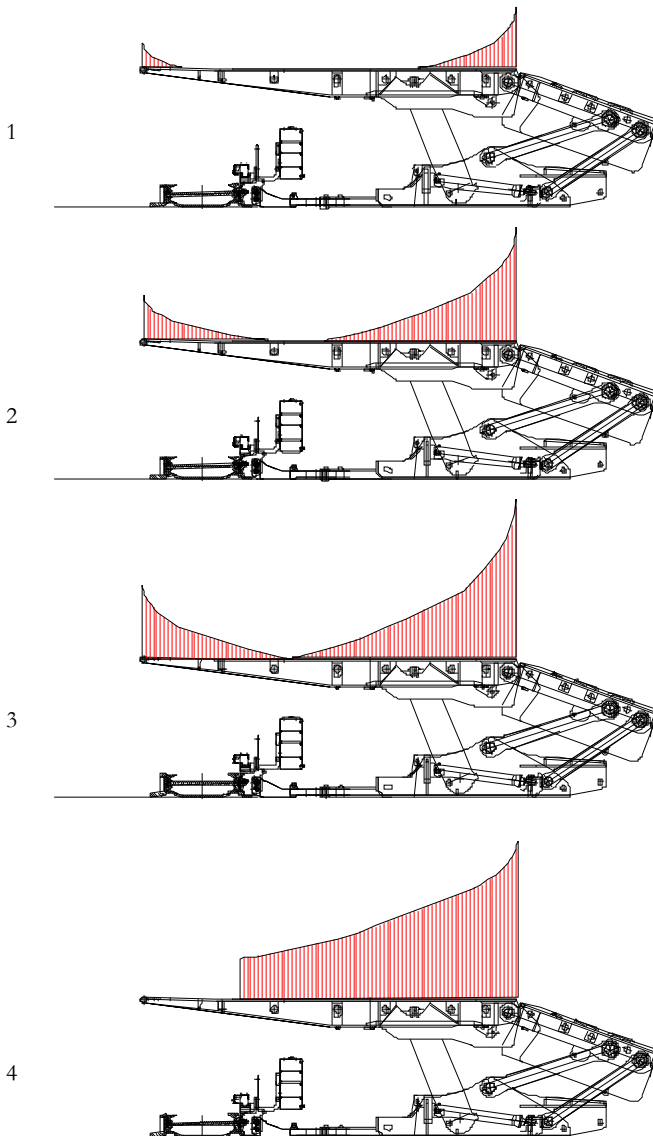


Abbildung 4-40: Kraftverlauf beim Setzen eines Schildes mit vorgespannter Kappe

---

In den Schritten 1 bis 4 in der Abbildung 4-40 wird von einem idealen Hangenden ausgegangen. Das bedeutet, dass das Hangende eben ist und sich linear elastisch, ein konstantes Schubmodul beschreibend, verhält. Im Schritt 1 ist der erste Kontakt des Kappendaches mit dem Hangenden hergestellt. Der Druck im Hydraulikzylinder steigt leicht an, hat aber noch nicht sein Maximum erreicht. Beim Schritt 2 ist der Druck im Hydraulikzylinder höher und das Kappendach schon leicht durchgebogen. Ab diesem Zeitpunkt ist der Begriff „Vorgespanntes Kappendach“ eigentlich erst bezeichnend. Bei Schritt 3 hat der Hydraulikzylinder den Druck erreicht, der notwendig ist, dass sich das Kappendach vollständig an das Hangende anschmiegt. Unterhalb des Bereiches des Kappendaches, welcher gerade jetzt erst das Hangende berührt, ist die Kraft gegen das Hangende annähernd Null. Eine weitere Erhöhung des Hydraulikstempeldrucks und somit eine weitere Erhöhung der Setzkraft bewirkt ein weiteres Einsinken der Kappe ins Hangende und eine weitere Durchbiegung der Kappe. Bei Schritt 4 ist die maximale Setzkraft erreicht.<sup>19</sup> Eine gleichmäßige Krafteinleitung entlang des Kappendaches ins Hangende ist bei keinem der beschriebenen Fälle möglich.

Die Idee der vorgespannten Kappe ist daher nur für den Regelausbau geeignet, bei dem es im Wesentlichen darauf ankommt, die Ausbaoverspätung klein zu halten um Hangendausbrüche vor der Kappenspitze zu vermeiden.

Um eine möglichst gleichmäßige Unterstützung des Hangenden entlang der gesamten Kappenlänge zu erreichen, ist die vorgespannte Kappe aufgrund des

---

<sup>19</sup> [IRRESBERGER, Seite 38 ff.] hat für diesen Fall den Effekt des Ablösens der Kappenspitze vom Hangenden für ebene Kappen berechnet und gibt daher ein maximal sinnvolles Teillängenverhältnis bei ebenen Kappen von 2:1 an, weil der weiter vorkragende Kappenteil nicht zur Gebirgsbeherrschung beiträgt. (Anmerkung: Der beschriebene Ablauf kann leicht verständlich in einem Versuch selbst durchgeführt werden: Dazu wird einfach ein Kunststofflineal außerhalb der Mitte belastet und gegen einen Schwamm gedrückt.) Beobachtungen unter Tage zeigen jedoch, dass sich die Kappenspitze nicht ablöst. Grund dafür mag die idealisierte Annahme eines linear elastischen Hangenden sein.

gezeigten Kraftverlaufs nicht geeignet. Die Verwendung der vorgespannten Kappe bei einem Strebrandschild wird daher nicht weiter verfolgt.

#### 4.3.5 Der Ausbauwiderstand eines Raupenschildes

Der Ausbauwiderstand bei größter Strebweite beträgt, wie in Abbildung 5-2 auf Seite 96 zu erkennen ist, bei einer Stützkraft von  $F_{Ab} \approx 3160 \text{ kN}$  (nur die vertikale Kraftkomponente des Hydraulikstempels, siehe Abbildung 4-32, Seite 73):

$$p_{AW_{gr}} = \frac{F_{Ab}}{B_{\max} \cdot L} \quad (4-14)$$

$$p_{AW_{gr}} = \frac{3367 \text{ kN} \cdot \sin(70^\circ)}{7 \text{ m} \cdot 1,75 \text{ m}} = 258 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}.$$

In der Strebau-Richtlinie wird ein erforderlicher Ausbauwiderstand ( $AW_g$ ) im Streb und am Strebrand von  $80 \text{ M}$  gefordert, wobei  $M$  der gebauten Mächtigkeit entspricht. Diese Forderung leitet sich aus dem Gewicht der Dachsichten in zweifach gebauter Mächtigkeit und Berücksichtigung einer Wichte von  $25 \text{ kN/m}^3$  sowie einem Sicherheitsbeiwert von  $1,6$  ab [JUNKER, Seite 614]. In der in Abbildung 5-2 beschriebenen Situation wäre ein Ausbauwiderstand von  $200 \text{ kN/m}^2$  erforderlich.

$$AW_g = 80 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \cdot M \quad (4-15)$$

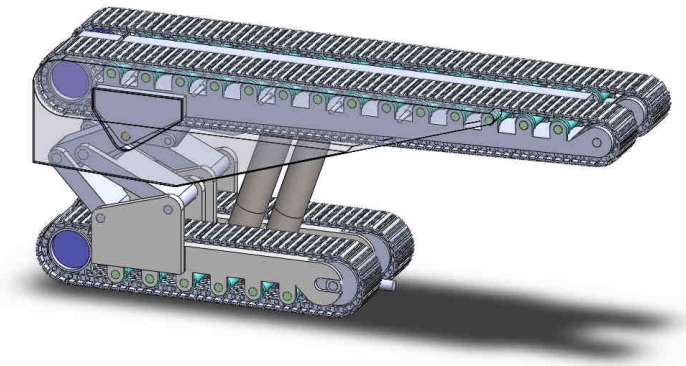
$$AW_g = 80 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \cdot 2,5 \text{ m}$$

$$AW_g = 200 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Die Forderung  $p_{AW} > AW_g$  ist somit erfüllt. Die größte gebaute Mächtigkeit, die ein Raupenschild unterstützen kann, liegt kinematisch bedingt bei  $3,4 \text{ Metern}$ . Die in der Praxis auftretenden Druckverluste innerhalb des

---

Leitungsnetzes werden bei dieser Betrachtung allerdings nicht berücksichtigt. Nimmt man die Druckverluste mit ca. 10 % an, liegt die maximal mögliche gebaute Mächtigkeit bei 3 Metern. Soll der Raupenschild für größere Mächtigkeiten als 3 Meter eingesetzt werden, muss ein zweiter oder größerer Hydraulikstempel, wie bereits in Kapitel 4.3.1 beschrieben, eingesetzt werden. In Abbildung 4-41 ist eine mögliche Konfiguration des Raupenschildes mit zwei Hydraulikstempeln dargestellt.



**Abbildung 4-41: Raupenschild mit zwei Hydraulikstempeln für große Mächtigkeiten**

#### **4.3.6 Standsicherheit eines Raupenschildes**

Die bei bankparallel geführten Strebrandschilden auftretenden bankparallelen Relativbewegungen zwischen dem Ausbau und dem Gebirge (siehe Kapitel 4.3.1 ab Seite 67 ff.) müssen in vollem Umfang vom Schild aufgenommen werden. Beim Raupenschild werden diese äußeren Kräfte von dem Firstenfahrwerk über das Koppelgetriebe in das Sohlenfahrwerk übertragen. Der Hydraulikstempel ist gelenkig gelagert und wird bei der Übertragung der bankparallelen Kraft nicht durch Biegemomente belastet. Der Raupenschild ist nur standsicher, wenn die inneren Kräfte, im Wesentlichen die Setzkraft des Hydraulikstempels und die bankparallelen Kräfte des Koppelgetriebes sowie in geringem Umfang der Einfluss des Eckzylinders, im Gleichgewicht mit den

äußeren Kräften stehen. Dies alles ist abhängig vom Winkel zwischen dem Firstenfahrwerk und dem Sohlenfahrwerk, dem Reibungswinkel zwischen Firstenfahrwerk und der Firste und der Lage des Sohlenfahrwerks zur resultierenden Ausbaukraft. Folgende Abbildung 4-42 zeigt diesen Zusammenhang.

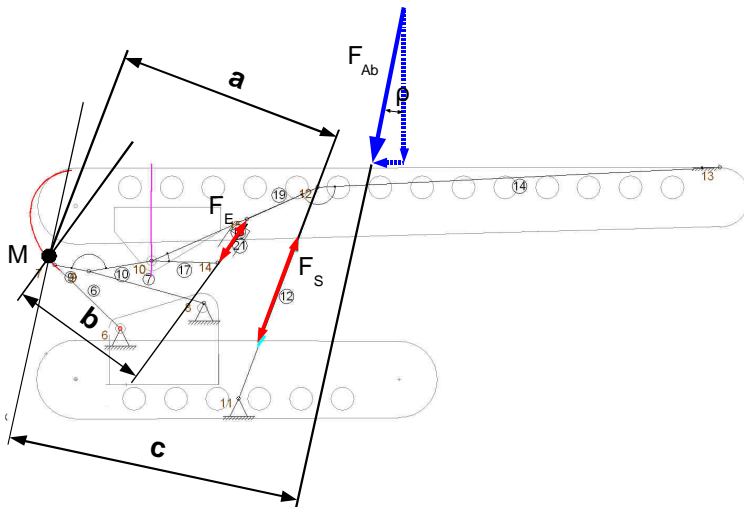


Abbildung 4-42: Standsicherheit des Raupenschildes

Für jeden Zustand des Getriebes (Mächtigkeit) lässt sich die Lage des Momentanpols, um den sich alle inneren und äußeren Kräfte drehen, ermitteln. In der Abbildung 4-42 ist der Verlauf des Momentanpols  $M$  in Abhängigkeit der Mächtigkeit als Rastpolbahn<sup>20</sup> (rot) dargestellt. Die Stempelkraft  $F_s$  dreht dabei mit dem Abstand  $a$ , die Eckzylinderkraft  $F_E$  mit dem Abstand  $b$  und die resultierende Ausbaukraft  $F_{Ab}$  mit dem Abstand  $c$  um den Momentanpol. Da

<sup>20</sup> Bestimmt man die Lage des Momentanpols in Abhängigkeit von der Zeit und beschreibt die Gesamtheit aller Momentanpollagen im raumfesten Bezugssystem, so erhält man die raumfeste Rastpolbahn.

---

gelten muss, dass alle Momente in der Summe Null sind, lässt sich die Lage der Ausbaukraft ermitteln.

$$\begin{aligned}\sum M &= 0 \\ +F_S \cdot a \pm F_E \cdot b - F_{Ab} \cdot c &= 0 \\ c &= \frac{F_S \cdot a \pm F_E \cdot b}{F_{Ab}}\end{aligned}\tag{4-16}$$

Die inneren Kräfte des Koppelgetriebes werden nicht berücksichtigt, da diese nur dann auftreten, wenn der Reibungswinkel ungleich der Neigung der Stempelkraft  $F_S$  ist. Wie anhand der Formel zu erkennen ist, muss die Eckzylinderkraft je nachdem ob diese Zug- oder Druckkräfte ausübt mit richtigem Vorzeichen (positiv, wenn Druckzylinder) eingesetzt werden. Der horizontale und vertikale Anteil der Ausbaukraft  $F_{Ab}$  lässt sich, wie in Kapitel 4.3.1 beschrieben, ermitteln.

Unter der Annahme einer Position des Eckzylinders, wie in Abbildung 4-42 dargestellt, und einem Wirkdurchmesser des Kolbens von 100 mm, lässt sich die Lage der resultierenden Ausbaukraft ungefähr berechnen. Dazu werden die Abstände a, b und c an 5 Getriebepositionen untersucht. Dies sind die Anfangsstellung, die Endstellung und drei Stellungen - möglichst gleichmäßig verteilt - dazwischen. Das Ergebnis ist, dass der Eckzylinder in der Lage ist, die Lage der resultierenden Ausbaukraft um ca. -300 bis +400 mm zu verschieben, um somit die Kraft an der Kappenspitze beeinflussen zu können. Eine negative Verschiebung bedeutet, dass die Ausbaukraft links vom Gelenk Nr. 12 angreift, eine positive Verschiebung, dass die Ausbaukraft rechts vom Gelenk Nr. 12 angreift. Die Verteilung des tatsächlichen Kraftverlaufs entlang des Raupenfahrwerks am Gebirge entsteht aus einer Überlagerung des sich absetzenden Gebirges, siehe Abbildung 4-5, und der Kraftverteilung aufgrund der eingeleiteten Stempelkraft, wie in Kapitel 4.1.5.2 beschrieben.

Da die Wirkungslinie der resultierenden Ausbaukraft stets auf das Sohlenfahrwerk zeigt, kann sich der Schild verspannen und ist somit standsicher. Wäre dies nicht der Fall, bestünde eine Kippgefahr.

Für den Fall eines Winkels zwischen dem Firstenfahrwerk und dem Sohlenfahrwerk lässt sich die Standsicherheit analog bestimmen. An dieser Stelle wird aber auf die Besonderheit eines Raupenschildes im Vergleich zu üblichen Schilden im Folgenden näher eingegangen. Die Reaktionskraft  $F_{Ab}$  setzt sich aus dem Gewicht des absenkenden Strebhangenden in bankrechter Richtung und einer bankparallelen Kraft zusammen. Diese hat ihre Ursache in bankparallelen Relativbewegungen zwischen dem Raupenschild und dem Gebirge. Der Raupenschild ist in der Lage, der bankparallelen Kraft gezielt entgegenzuwirken oder sogar nachzugeben. Im letzteren Fall werden die Bremsen der Antriebe am Firstenfahrwerk gelöst, damit eine Relativbewegung gezielt erfolgen kann. Die bankparallele Kraft kann sich dann sukzessive abbauen, indem das Kettenband bei stehendem Schild verschoben wird. Eine dann mögliche Vorwärtsbewegung des Schildes wird unterhalb von  $19\text{ g}$  durch den Effekt der Selbsthaltung verhindert.



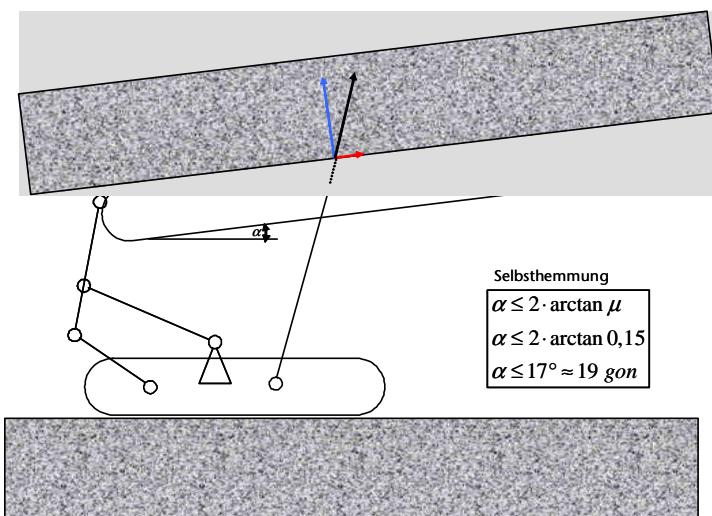


Abbildung 4-43: Selbsthaltung beim Raupenschild

#### 4.4 Stabilität der Konstruktion

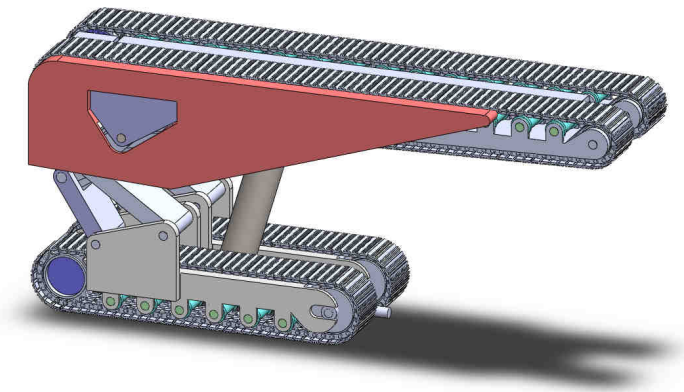
Nach der DIN EN 1804-1 „Sicherheitsanforderungen für hydraulischen Schreitausbau“ ist u.a. die Bauweise verschiedenen Belastungsprüfungen zu unterziehen. Die wichtigsten Belastungsprüfungen bestimmen somit fortlaufend die Herangehensweise an eine Gesamtkonstruktion. Fast alle Anforderungen an einen Schildausbau sind mit dieser Norm abgedeckt. Einzelne Komponenten oder Baugruppen werden unter Berücksichtigung der Erkenntnisse der vorhergehenden Kapitel so lange angepasst, bis diese bei einer Simulation den Belastungsprüfungen standhalten, wobei für diese Arbeit bei einer Simulation stets ein statisches FE-Modell anstatt einer MKS<sup>21</sup> verwendet wurde. Da die Gesamtkonstruktion mit allen Kontaktstellen, insbesondere aufgrund der vielen Kontaktstellen der Raupenketten nur

<sup>21</sup> Mit der Mehrkörpersimulation (MKS) kann der Bewegungsablauf realer Mehrkörpersysteme durch mehrere unverformbare Körper abgebildet, berechnet und analysiert werden. Die Simulation liefert Ergebnisse über Kräfte, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und Kontakte der Körper.

schwierig als solche mit MKS-Modellen überprüft werden kann, wurde z.B. bei der Belastung aufs Kappendach nur der Firstenrahmen (die Stahlkonstruktion des Firstenfahrwerks) der Belastung angepasst. Da in der Praxis die Kettenspannung dazu beiträgt die Belastung zu mindern, hält die Gesamtkonstruktion somit den Belastungen sicher stand.

#### 4.5 Spaltabdichtung beim Raupenschild

Zur Abdichtung des Raupenschildes gegen Bruchberge aus dem Hangenden wird dieser mit Spaltabdichtungen versehen. Spaltabdichtungen schützen aber nicht nur gegen das Eindringen von Haufwerk, sondern dienen ebenfalls dem Ausrichten des Raupenschildes im Streb. Hinzukommend dient die Spaltabdichtung beim Raupenschild dazu, dass die Fahrwerksketten nicht am benachbarten Schild reiben. Folgende Abbildung 4-44 und Abbildung 4-45 zeigen die konstruktive Ausarbeitung der Spaltabdichtung beim Raupenschild. Die Spaltabdichtung ist in der Lage, unterhalb der Kettenbänder einzufahren und ist an der Kinematik ausgespart. Im rückwärtigen Bereich des Schildes schützt sie den Schild gegen das Eindringen von Baustoff.



**Abbildung 4-44: Spaltabdichtung beim Raupenschild**

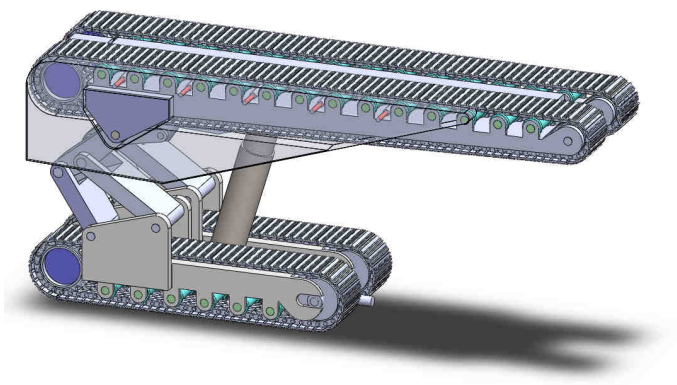


Abbildung 4-45: Spaltabdichtung (transparent), Ausschliebezylinder (sichtbar)

## 5 Einsatzmöglichkeiten eines Raupenschildes

In den folgenden Kapiteln wird der Einsatz eines Raupenschildes bei verschiedenen Situationen, wie sie heutzutage untertage anzutreffen sind, dargestellt. Der Streb-Streckenübergang ist ein Betriebsbereich des Abbaus mit einer hohen Konzentration an Betriebsmitteln und bergmännischen Tätigkeiten. Bei einem typischen Betrieb treffen zwei geometrisch unterschiedliche Querschnitte - Bogen (Strecke) und Rechteck (Streb) - aufeinander. Mit dem Fortschreiten des Abbaus wandert auch der Streb-Streckenübergang. Bei den dargestellten Situationen auf den folgenden Seiten wird auf die Besonderheit des Streb-Streckenübergangs und den Anforderungen an einen Ausbau in diesem Bereich eingegangen. Nur in Rechteckstrecken, die ohne Liegendeinschnitt und Hangendanriss ausschließlich im Flöz aufgefahren werden, lässt sich der Regelschildausbau am Strebrand einsetzen. In allen anderen Fällen bietet die Verwendung eines Raupenschildes große Vorteile. Die Planung eines Streb-Streckenübergangs muss die Maschinen, den Ausbau und die Organisation der anfallenden Arbeiten umfassen, damit eine ständige Rückbereitschaft der Antriebe gewährleistet werden kann. Auf eine Beschreibung der anfallenden Arbeiten, wie z.B. der Abfangankerung zur Saumkantensicherung mittels Anker, oder das Rauben und das Wiedereinbringen der Ausbausegmente des Bogenausbaus wird in den jeweiligen Kapiteln verzichtet.

Abbildung 5-1 zeigt einen typischen Abbaubetrieb im deutschen Steinkohlenbergbau in der Draufsicht. Beide Strecken werden in der Regel doppelt genutzt. Die Strecken werden dabei in der Regel im Kombiausbauprozess A oder B aufgefahren. Die Kopfstrecke befindet sich bereits in der zweiten Nutzung und wird nach dem Strebdurchgang abgeworfen [Junker].

In der Abbildung 5-1 sind zu erkennen: 1 Hauptantrieb, 2 Hilfsantrieb, 3 Rückeinrichtungen für die Antriebe, 4 Streckenbegleitdamm, 5 Raupenschild in der Kohlenabfuhrstrecke (Strebeingang), 6 Raupenschild in der Kopfstrecke (Strebeausgang), A Strebrandschilde, B Übergangsschilde, C Strebschilde

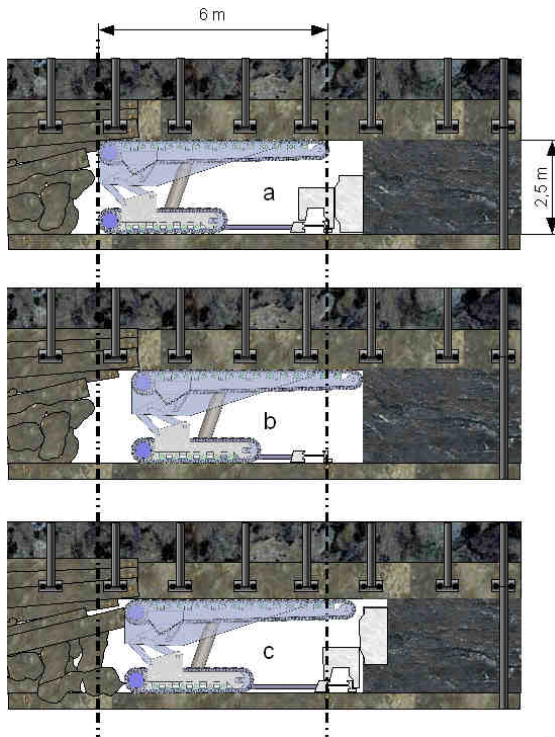
Der Einsatz eines Raupenschildes am Streb-Streckenübergang am Hilfsantrieb soll als erstes gezeigt werden, da sich hier nicht so eine hohe

Betriebsmittelkonzentration wie am Strebeingang<sup>22</sup> befindet und der „Rückvorgang“<sup>23</sup> einfach beschrieben werden kann. Die Abbildung 5-2 zeigt die Streböffnung aus Sicht des Hilfsantriebes (siehe Abbildung 5-2, Nr. 2) in Richtung des Strebeingang (siehe Abbildung 5-2, Nr. 6).

---

<sup>22</sup> Der Streb-Streckenübergang an der Kohlenabfuhrstrecke wird in dieser Arbeit als Strebeingang bezeichnet. Der Streb-Streckenübergang an der Kopfstrecke wird analog dazu als Strebausgang bezeichnet.

<sup>23</sup> Der Rückvorgang eines Strebschildes erfolgt mit dessen Schreitwerk und wird deshalb mit dem Begriff „Rücken“ korrekt beschrieben. Eine Vorwärtsbewegung eines Raupenfahrwerks dagegen wäre mit dem Begriff „Fahren“ besser beschrieben. Zum besseren Verständnis wird aber trotzdem der Begriff „Rücken“ verwendet, um Missverständnisse mit dem bergmännischen Begriff „Fahren“ auszuschließen.



**Abbildung 5-2: Einsatz eines Raupenschildes am Streb-Streckenübergang am Hilfsantrieb (Vorziehschritt)**

Bei den Schritten a bis c in der Abbildung 5-2 sind der Rückvorgang des Schildes und des Förderers nach dem Vorziehschrittverfahren dargestellt. In Abbildung 5-2 a ist die größte Strebbreite zu sehen. Sie beträgt rund 7 Meter. In Abbildung 5-2 b ist die kleinste Strebbreite zu sehen (6 Meter). Nach dem Gewinnungsprozess, in Abbildung 5-2 a beim Walzenbetrieb dargestellt, werden die vier hydraulischen Konstantantriebe des Raupenschildes aktiviert. Um einen langsamen Anlauf zu gewährleisten, sind Proportionalwegeventile zu verwenden und die Bremsen der Motoren langsam zu lösen. Der Raupenschild

bewegt sich nun bei konstanter Ausbaustützkraft in Abbaurichtung bis zum Kohlenstoß vor.

In Abbildung 5-2 b ist die Vorwärtsbewegung des Raupenschildes beendet. Das Gewinnungsgerät (Walzenlader) befindet sich bereits weit vom Raupenschild in Richtung Hauptantrieb entfernt. Damit auf der Bergfahrt Kohle im Vollschnittverfahren hereingewonnen werden kann, muss der Förderer bis an den Kohlenstoß gerückt werden. Dazu schiebt der Rückzylinder des Raupenschildes den Förderer in Richtung Abbaustoß. Die Anbindung des Rückzylinders an den Förderer ist in Richtung der Strebachse verschiebbar. Kleine Längenänderungen in der Strebachse an der Kopfstrecke können durch Ein- oder Ausfahren der Spaltabdeckung des Raupenschildes ausgeglichen werden. Korrekturen in Fahrtrichtung, um z.B. einen großen Längenausgleich zu korrigieren, sind durch gezielte Ansteuerung der Konstantmotoren möglich. Der Raupenschild lässt sich, wie jedes übliche Kettenfahrzeug, durch Unterschiede in den Kettenbandgeschwindigkeiten zwischen der linken und der rechten Hälfte lenken. Der Raupenschild kann auch aus dem Streb herausfahren. In so einem Fall, wenn also das Firstenfahrwerk nur noch an einem Kettenband Kontakt zum Hangenden hat, muss allerdings die Setzkraft reduziert werden, da sich sonst der Raupenschild zu sehr verwinden würde. Bei einem Liegendeinschnitt in der Kopfstrecke kann der Raupenschild nicht ohne einem vorher erstellten Unterbau aus dem Streb herausfahren.

In Abbildung 5-2 c ist der Walzenlader wieder vor dem Schild und schneidet die Kohle. Kurz darauf erfolgt die Umkehr, da der Walzenlader planmäßig am Strebausgang angekommen ist. Im rückwärtigen Bereich geht das Hangende zu Bruch, da die Strecke abgeworfen wird.



---

## 5.2 Einsatz eines Raupenschildes am Hauptantrieb bei Erstellung eines Streckenbegleitdamms mittels konventioneller Dammtechnik

Die Situation am Hauptantrieb ist ähnlich wie die am Hilfsantrieb. Der Unterschied besteht darin, dass im rückwärtigen Bereich die Saumsicherung eingebracht wird, wenn die Strecke ein zweites Mal genutzt wird. Dazu wird meistens ein Streckenbegleitdamm erstellt, um einer Absenkung des Gebirges entgegenzuwirken, dem Bogenausbau eine Bettung zu bieten und um Schleichwetterströme durch den Alten Mann zu verhindern. Die Streckenbegleitdämme werden heutzutage meistens in Verschlägen aus Holzstempeln und Holzschalungen pneumatisch, hydraulisch oder hdyromechanisch eingebracht.

Die Abbildung 5-3 zeigt den Einsatz eines Raupenschildes und der rückwärtigen Erstellung des Streckenbegleitdammes. Der Rückvorgang des Raupenschildes erfolgt analog, wie bereits im Kapitel 5.1 „Einsatz eines Raupenschildes am Hilfsantrieb“ beschrieben, ohne eine Absenkung der Ausbaustützkraft zur Vermeidung des Trampeleffekts.

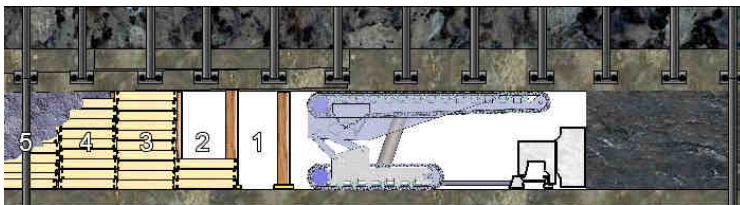


Abbildung 5-3: Einsatz des Raupenschildes am Hauptantrieb

In den folgenden beschriebenen Betriebszuständen wird nur der organisatorische Ablauf zum Erstellen des Streckenbegleitdammes beschrieben. Die räumliche Anordnung der Schritte sind in der Abbildung 5-3 nicht maßstäblich dargestellt. Im Schritt 1 der Abbildung 5-3 werden nach dem Rückvorgang des Raupenschildes Holzstempel auf Jackpots (und Kappen) gesetzt. Danach werden die Holzstempel als Verschalungshilfe genutzt. Im

Schritt 2 ist die Verschalung (Bretter) noch nicht vollständig erstellt. Bei Schritt 3 Ist die Verschalung erstellt worden, der Baustoff für den Streckenbegleitdamm kann hier bereits eingebracht werden. Schritt 4 und 5 zeigen in einem Schnitt den erstellten Streckenbegleitdamm.

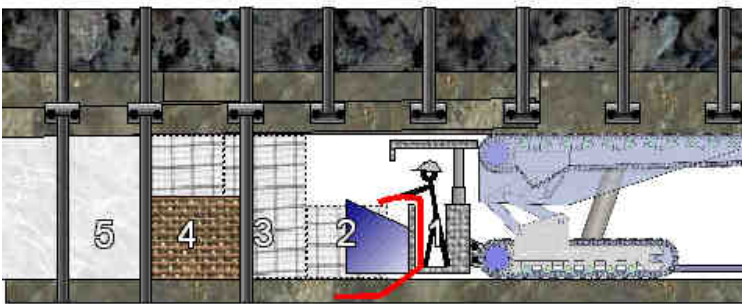
Größter Vorteil beim Einsatz eines Raupenschildes besteht darin, dass zum Setzen der Holzstempel (und Kappen) der Förderer nicht mehr stillgesetzt werden muss, da die Arbeitsvorgänge im Bereich des Strebsaums entzerzt und parallelisiert erfolgen können. Ein Rücken der Antriebe ohne Stillstandszeiten wird hierdurch ermöglicht.

### **5.3 Einsatz eines Raupenschildes am Hauptantrieb und Erstellung von Baustoffpfeilern mittels einer Textilschalung**

Die Textilschalung (Bullflex-Schalung) bietet die Möglichkeit den Streckenbegleitdamm aus einzelnen Baustoffpfeilern zu erstellen. Die Pfeiler bestehen aus einem geschlossenen Gewebesack, der auf die entsprechende Höhe vorgefertigt ist und hydromechanisch oder hydraulisch mit Baustoff befüllt wird. Baustoffpfeiler in Textilschalungen lassen sich in geringerem Abstand zum Kohlenstoß setzen und weisen eine günstigere Festigkeitsentwicklung auf als konventionelle Baustoffdämme in Verschlag oder Gleitschalung. Der Pfeiler kann hinter einem Strebrandschild gesetzt werden. Die Einbauzeit beträgt mit allen Arbeiten durchschnittlich 15...20 Mannminuten. Für einen vergleichbaren Abschnitt in konventioneller Dammtechnik (siehe Kapitel 5.2) wird in der Regel mehr als die doppelte Zeit benötigt. Der Pfeiler erreicht zudem schneller die geforderte, und zudem höhere Festigkeit, als ein konventioneller Damm [SCHULTHEIS]. Allerdings ist das Einbringen des Baustoffs hydraulisch von über Tage aus unüblich, da die geringen Mengen an Baustoff für einzelne Baustoffpfeiler nur unwirtschaftlich gefördert werden können. Aufgrund der überwiegenden hydraulischen Baustoffförderung werden deshalb Textilschalungen selten verwendet

---

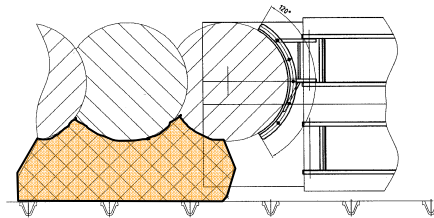
[WENNINGER]. Abhilfe würde die hydromechanische Endverarbeitung bieten, da hier geringere Mengen an Baustoff wirtschaftlich verarbeitet werden können und zudem auf ein Bindemittel oder eine Fließhilfe verzichtet werden kann [CLAUSEN]. Unter der Annahme einer solchen Endverarbeitung des Baustoffes lässt sich der Raupenschild am Strebeingang in Kombination mit einer Verschalungshilfe verwenden. Eine mögliche Variante dieser Verschalungshilfe ist in Abbildung 5-4 zu erkennen. Im rückwärtigen Bereich des Raupenschildes ist die Verschalungshilfe angeschlagen und bietet die Möglichkeit unterhalb eines Fahrschutzes Baustoffpfeiler zu setzen.



**Abbildung 5-4: Einsatz des Raupenschildes mit Verschalungshilfe**

In den folgenden beschriebenen Betriebszuständen wird nur der organisatorische Ablauf zum Aufrichten der Baustoffpfeiler beschrieben. Die räumliche Anordnung der einzelnen Schritte sind in der Abbildung 5-4 nicht maßstäblich dargestellt. Im Schritt 1 ist die Verschalungshilfe mit Fahrschutz dargestellt, welche am Raupenschild angeschlagen ist und im Wesentlichen nur aus einer Arbeitsbühne und dem teleskopierbaren Fahrschutz besteht. Schritt 2 zeigt die Befüllung des Baustoffpfeilers mit dem Baustoff in der Halteschale der Verschalungshilfe. Bei Schritt 3 ist der Baustoffpfeiler vollständig gesetzt und der Gleitbogensausbau wird wieder eingebracht. Die Baustoffpfeiler können mit einem relativ geringen Abstand zum Kohlenstoß gesetzt werden und dabei hohen Abbaugeschwindigkeiten folgen. Der aktive Setzdruck beträgt

laut [JUNKER, Seite 320] bereits nach dem Füllvorgang rund  $0,2 \text{ N/mm}^2$  ( $= 2 \text{ bar} = 200 \text{ kN/m}^2$ )<sup>24</sup>. Bei dem oben gezeigten Beispiel entspricht dies einer Setzkraft von ungefähr 230 kN, welche sich beim Aushärten des Baustoffs auf bis zu 2300 kN erhöht. Lediglich bei großem Einfallen wird die Handhabung zum Befüllen eines Baustoffpfeilers schwierig.



**Abbildung 5-5: Zwickel zwischen den Baustoffpfeilern und der Strecke**  
[Quelle: Glückauf Hydraulik, Produktübersicht]

Im Schritt 4 erfolgt die Abspannung mit Hilfe von Verzugsmatten und Jutebahnen zwischen den Gleitbögen, damit im Schritt 5 die Hohlraumhinterfüllung mit dem Baustoff die Zwickel (siehe Abbildung 5-5) zwischen den Baustoffpfeilern und der Strecke auffüllen kann. Die Arbeiten bei Schritt 4 und 5 erfolgen aus der Strecke heraus.

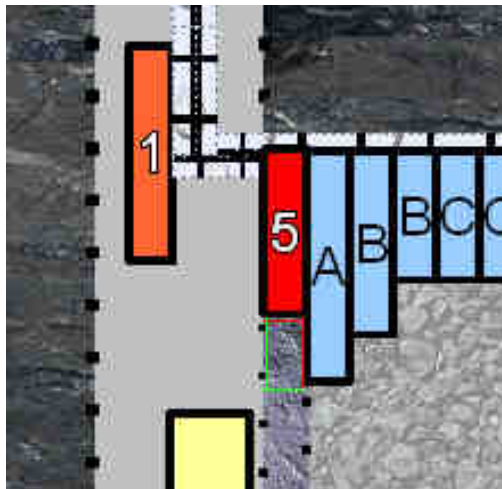
Größter Vorteil beim Einsatz eines Raupenschildes besteht darin, dass der Förderer nicht mehr stillgesetzt werden muss, da die Arbeitsvorgänge im Bereich des Strebsaums entzerrt und parallelisiert erfolgen können. Ein Rücken der Antriebe ohne Stillstandszeiten wird möglich.

<sup>24</sup> Dieser Setzdruck eines Baustoffpfeilers entspricht bereits einem geforderten Ausbauwiderstand bei einer gebauten Mächtigkeit von 2,5 Metern, siehe Kapitel 4.3.5 ab Seite 85 ff.. Der Druck, mit welchem die Suspension gefördert wird, beträgt 2 bar an der Austragseite bzw. am Befüllventil des Baustoffpfeilers am Ende des Befüllvorgangs.

---

#### 5.4 Einsatz eines Raupenschildes und der Erstellung eines Streckenbegleitdammes mittels einer Gleitschalwand

Die Gleitschalwand stellt keinen Strebrandausbau im eigentlichen Sinne dar. Sie dient nicht nur dem Ersatz der Einzelstempel im Strebsaumbereich, sondern auch der Reduzierung des Arbeitsaufwandes für das Einbringen des Saumversatzes. Sie besteht aus einem stark verlängerten Schildausbau mit einem Lemniskatengetriebe und Anstellschiebekappen sowie dammseitig einer höhenflexiblen Schalung aus Stahlblech.



**Abbildung 5-6: Verwendung eines Raupenschildes und einer Gleitschalwand**  
4 Streckenbegleitdamm, 5 Raupenschild, A Gleitschalwand,  
B Übergangsschilde, C Strebschilde

Abbildung 5-6 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt von Abbildung 5-1 in einer Konfiguration, bei der der Raupenschild und die Gleitschalwand zu erkennen sind. In der Abbildung 5-6 sind ebenfalls die beiden zur Verfügung gestellten Schalungswände der beiden Schilde (rot) eingezeichnet. Die Rückwand des Raupenschildes entspricht dabei der gleichen Konstruktion wie der beim

Triple-Saumschild (siehe Abbildung 2-1 auf Seite 4, höhenflexible Blechverschalung). Die übrigen beiden „Verschalungswände“ bilden der bereits erstellte Damm und streckenseitig angebrachte Verzugsmatten mit Jutebahnen (grün eingezeichnet). Da die Gleitschalwand und der Raupenschild solange nicht gerückt werden dürfen, bis der Streckenbegleitdamm eine gewisse Festigkeit erreicht hat, wird es verfahrenstechnische Probleme geben, da der Raupenschild nicht mit Anstellschiebekappen im vorderen Bereich versehen werden kann. Eine Unterstützung des Hangenden durch den Raupenschild nach der Gewinnung ist deshalb nicht möglich. Die Erstellung eines Streckenbegleitdamms bei gleichzeitigem Rückvorgang als eine Kombination aus Triple-Saumschild und Gleitschalwand ist dem Anhang ab Seite 119 zu entnehmen.

## **5.5 Kompaktschild**

Kompaktschilde kommen dann zum Einsatz, wenn der Platz für den Einbau eines Normalschildes am Strebrand nicht ausreicht oder Längenänderungen auftreten. Kompaktschilde sind so gestaltet, dass der Ein- und Ausbau dank des niedrigen Gewichts und der kompakten Abmessungen wesentlich einfacher ist als bei Normalschilden.

Längenänderungen entstehen aufgrund geologischer Ursachen. Die Schildsäule kann ebenfalls auch z.B. aufgrund des Einfallens wandern. Mit jedem Schreitvorgang wandert die Säule etwas in Richtung des Einfallens, also in Richtung des Hauptantriebes. Durch diese Probleme besitzt der Saumbereich keine konstante Breite. Der Einsatz eines sehr anpassungsfähigen Ausbaus ist daher notwendig. Da der Raupenschild bei einem Liegendeinschnitt nicht aus dem Streb herausfahren kann, ist der Einsatz eines Kompaktschildes notwendig, um Längenänderungen ausgleichen zu können. Alternativ dazu kann dem Raupenschild zur Überwindung des Liegendeinschnittes ein Unterbau geschaffen werden.

---

## 6 Ergebnisse der maschinentechnischen Ausarbeitung

Ziel der Arbeit war mittels gängiger Entwicklungsmethoden einen alternativen Strebendschild zur Erhöhung des Automatisierungsgrades am Streb-Streckenübergang zu entwickeln. Mit Hilfe geeigneter Entwicklungsmethoden wurden alle erdenklichen Lösungen erfasst und anschließend bewertet. Dies bietet den Vorteil sicher zu sein, die bestmögliche Lösung gefunden zu haben. Spontane Ideen sind bei komplexen Aufgaben selten die Besten.

Die durchgeführten Berechnungen, Konstruktionsarbeiten und Simulationen bestätigen im Wesentlichen die Umsetzbarkeit eines Raupenschildes.

Dies betrifft zunächst die Auslegung der Raupenfahrwerke für die Firste und die Sohle. Es ist möglich, trotz der enorm hohen Auflasten, Raupenfahrwerke kompakt genug zu gestalten, damit diese in einem Strebbetrieb Verwendung finden können. Sowohl die bankrechten, bankparallelen als auch die Kräfte in Strebrichtung können von einem Raupenfahrwerk aufgenommen werden. Die hydraulischen Konstantmotoren sind dabei in der Lage, sowohl einen Vortrieb als auch eine Kurvenfahrt des Raupenschildes zu gewährleisten.

Das Hangende und das Liegende werden aufgrund der Konstruktion im Wesentlichen durch den Einsatz eines Raupenfahrwerks an der Firste und der Sohle und der Art des Rückvorgangs, nicht zu stark belastet. Der Rückvorgang bei einer konstanten Ausbaustützkraft sorgt für die Vermeidung des Trampeleffekts und einer Zerstörung der Saumkante. Ein Raupenschild lässt sich zudem in die Steuerung des Regelausbau ohne großen Aufwand integrieren, da bereits bei der Konstruktion auf die Verwendung von Hydraulikmotoren, Hydraulikstempeln und hydraulischen Rückeinrichtungen Rücksicht genommen wurde. Zudem ist die Kinematik und somit der Rückvorgang an sich dem Regelausbau sehr ähnlich.

Die Gesamtkonstruktion erfüllt die bergbaubehördlichen Auflagen beim Einsatz bzgl. des erforderlichen Ausbauwiderstandes, weist einen ähnlichen Abstand zwischen Kappenspitze und Kufenspitze wie übliche Schilde am

Saumbereich auf, ist gegen Verschmutzungen durch das Einbringen von Baustoff geschützt, kann den Förderer rücken und ist wartungsfreundlich. Auf eine Zugänglichkeit der Bauteile sowie auf die Verwendung von Standardbauteilen, die als Bestellteil bereits existieren, wurde von Anfang an Rücksicht genommen, um die Investitionskosten abschätzbar zu machen. Der Grundsatz, die Teilevielfalt gering zu halten, dient dazu, den Wartungsaufwand gering und planbar zu gestalten. Lediglich die Raupenkette ist nicht als Kaufteil vorhanden und muss in einem nächsten Schritt entwickelt werden. Die erwartete Lebensdauer der Fahrwerke eines Raupenschildes betragen rund 15.000 Betriebsstunden. Bei der Variabilität bzgl. minimaler und maximaler Mächtigkeit einer Baureihe ist der Raupenschild den üblichen Schilden unterlegen, da nicht so große Höhenunterschiede unterstützt werden können. Aufgrund der innen liegenden Kinematik zwischen den Raupenfahrwerken sind für die jeweiligen geplanten Flözmächtigkeiten Raupenschilde zu konstruieren und zuzulassen.

Ein weiterer Vorteil eines Raupenschildes gegenüber der bisher eingesetzten Strebendschilden ist der geringere Kraftbedarf, da der Schild nicht mehr bei jedem Schritt schleifend gezogen oder angehoben werden muss. Weiterhin können die dynamischen Massenkräfte und damit erzeugten Schwingungen, die beim plötzlichen Anheben und Setzen bei langen Auslegern (Prellen) entstehen können, vermieden werden.



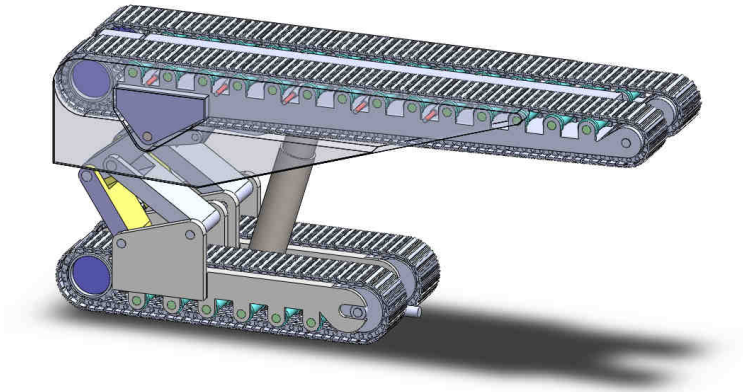
---

## 7 Zusammenfassung

Im Bereich des Streb-Streckenübergangs entstehen aufgrund eines nicht ausreichenden Automatisierungsgrades unnötige Stillstandszeiten. Diese Stillstände üben einen Einfluss auf den Gewinnungsprozess aus. Stehen die Antriebe aufgrund der Probleme im Saumbereich nicht in Rückbereitschaft, muss deswegen die Gewinnung unterbrochen werden. Um die Automatisierung voran zu treiben, müssen sich zukünftige Entwicklungen mit der Absicht Strebbetriebe wirtschaftlicher zu gestalten, mit den Techniken im Streb-Streckenübergang befassen. Der Übergang von einer bogenförmigen Strecke in einen rechteckigen Streb ist dabei das größte Problem, da die Zwickel zwischen dem Hangendem/Liegendem und der Strecke besonders ausbruchsgefährdet sind. Der sogenannte Einzelstempelbereich umfasst zudem das Auslösen sowie den Transport der Stoßsegmente und das Erstellen des Streckenbegleitdamms bei doppelt genutzten Strecken.

Um den Einzelstempelbereich zu automatisieren und sicher zu gestalten, wurden in der Vergangenheit bereits viele Schildkonstruktionen entwickelt. Alle Schilde weisen jedoch das gleiche Problem auf: Der Trampeleffekt sorgt dafür, dass Saumkanten ausbrechen und die Schilde im Saumbereich bei lockerem Gebirge nicht eingesetzt werden können. Die letzten Entwicklungen, um den Trampeleffekt mittels Raupenfahrwerken zu vermeiden, wurden zwischen 1960 und 1980 unternommen. Die damaligen Raupenschilde sind mit zu vielen Nachteilen behaftet, um heutzutage erfolgreich eingesetzt zu werden. Eine Untersuchung aller möglichen Strebbrandschilde zeigt, dass Raupenfahrwerke am besten dazu geeignet sind, den Trampeleffekt zu vermeiden. Die immer weiter entwickelte Strebtechnik und immer größer werdenden Teufen erfordern daher eine Weiterentwicklung der Technik im Saumbereich. Es wird daher ein Raupenschild (siehe Abbildung 7-1) vorgeschlagen, welcher durch ein Raupenfahrwerk an Firste und Sohle ohne ein Senken der Ausbaustützkraft

gerückt werden kann. Durch den abwälzenden Vorgang wird die ständige Be- und Entlastung sowie die Reibung zwischen Gebirge und Schild umgangen.



**Abbildung 7-1: Raupenschild**

Für die Erstellung eines Streckenbegleiteddamms bleibt eine intakte Saumkante erhalten. Die körperliche Arbeit, in diesem Fall das Umsetzen der Einzelstempel, wird entbehrlich, die Arbeitssicherheit wird insgesamt verbessert. Der Streckenbegleitedamm kann direkt hinter dem Raupenschild herkömmlich aus einem Verschlag oder aus Baustoffpfeilern bestehend erstellt werden. Baustoffpfeiler sind einfacher zu erstellen und besitzen eine günstigere Festigkeitsentwicklung. Daher sollte für die Erstellung des Streckenbegleiteddamms den Baustoffpfeilern der Vorzug gegeben werden. Dazu sind allerdings Raupenschilde mit entsprechenden Verschalungshilfen zu versehen und hydromechanische Füllanlagen zu verwenden. Der größte Vorteil beim Einsatz eines Raupenschildes besteht darin, dass der Förderer nicht mehr stillgesetzt werden muss, da die Arbeitsvorgänge im Bereich des Strebsaums

---

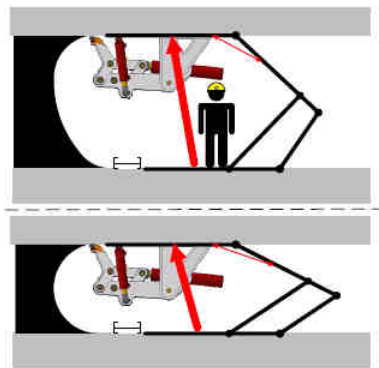
entzerzt und parallelisiert erfolgen können. Ein Rücken der Antriebe ohne Stillstandszeiten wird ermöglicht.

## 8 Ausblick

Bei dieser Arbeit wurde ein Strebendschild entwickelt, der sich auf Raupenfahrwerken an Firste und Sohle selbstschreitend und ohne Verringerung der Ausbaustützkraft fortbewegen kann. Die Konstruktion kann in gewissem Maße an verschiedene Situationen angepasst, für vollkommen andere Einsatzgebiete sogar grundlegend modifiziert werden.

So können die Raupenfahrwerke auch als Antriebe für Maschinen dienen, die z.B. Flözstrecken auffahren, Pfeiler rückgewinnen, Restflächen abbauen oder Maschinenställe schaffen und dabei das Hangende permanent stützen. Sowohl die Belegschaft als auch die Ausrüstung wären dadurch optimal geschützt.

Der am Institut für Bergbau entwickelte Frontladehobel mit seiner Gewinnungseinheit (siehe Abbildung 8-1) eignet sich für solche Aufgaben [MUES].



**Abbildung 8-1: Gewinnungsgerät Frontladehobel in Kombination mit Zweistempel-Lemniskatenschild [MUES]**

Im Falle von doppelt genutzten Abbaustrecken ergeben sich häufig Probleme im Bereich der Kopfstrecke durch starke Konvergenzen, die den Streckenquerschnitt so sehr verringern, dass aufwendige Senk- oder gar

---

Durchbauarbeiten nötig sind, um Platz für den Durchgang der Antriebe zu schaffen. Um dies zu vermeiden, wäre es vorteilhaft, die Antriebe in den Streb zu verlegen, was allerdings einen entsprechenden Maschinenstall voraussetzen würde. Eine ausreichende Flözmächtigkeit vorausgesetzt, kann durch Platzierung von 8-10 Ausbaueinheiten mit Frontladehobeln an beiden Strebenden ein Stall geschnitten werden, welcher den gesamten Walzenlader aufnimmt. Dadurch kann der Förderer mit dem darauf stehenden Walzenlader gerückt und der Walzenlader in Position für den nächsten Schnitt gebracht werden. Ein Zeitverlust durch das Fahren von Schleifen kann so vermieden werden. Diese Ställe wurden früher von Hand hergestellt; in den sechziger und siebziger Jahren gab es verschiedene Versuche, diesen arbeitsintensiven und gefährlichen Bereich mit so genannten Stallmaschinen zu mechanisieren. Keines der entwickelten Systeme konnte sich durchsetzen, weshalb seitdem auf Maschinenställe verzichtet wird. Der Frontladehobel mit seiner Gewinnungseinheit bietet hier die Möglichkeit einen Stall zu schneiden, gleichzeitig den erforderlichen Ausbauwiderstand zu realisieren und selbständig voranzuschreiten. In Kombination mit Raupenfahrwerken würde die Gewinnungseinrichtung das Hangende aufgrund der gleichbleibenden Abstützwirkung besonders schonen. Dies ist besonders wichtig, da im rückwärtigen Bereich des Schildes das Hangende nicht zu Bruch gehen soll, sondern intakt bleiben muss, damit der planmäßige Abbau des Flözes erfolgen kann. Der Streb wäre durch dieses System von dem Zustand der Kopfstrecke weitgehend unabhängig und der Streckenausbau müsste für den Strebdurchgang nicht geöffnet zu werden. Dies würde sowohl eine nennenswerte Einsparung der manuellen Arbeit bedeuten, als auch für den Zustand der Strecke von großem Vorteil sein.

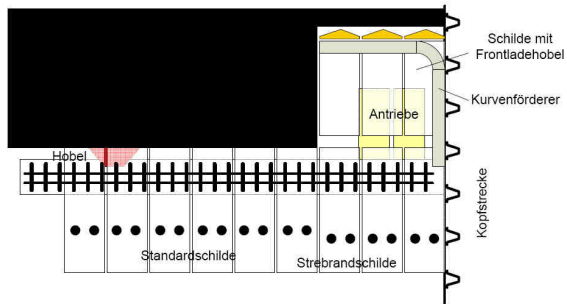


Abbildung 8-2: Frontladehobel als Stallmaschine bei Hobelbetrieben [MUES]



---

## 9 Literaturverzeichnis

- [AUSBAUEINHEIT] Patentschrift DE 2701868 (15.10.1981), Charbonnages de France, DE 2701868 18.01.1977. – Fahrbare Grubenausbaueinheit
- [AUSBAUELEMENT] Patentschrift DE 1092412 (04.05.1961), Maschinenfabrik u. Eisengießerei A. Beien: DE 1092412 28.03.1959. – Hydraulisches Strebausbauelement
- [AUSBAUGLIED] Patentschrift DE 1139084 (22.05.1963), Maschinenfabrik u. Eisengießerei A. Beien: DE 1139084 13.07.1960. – Fahrbares, rahmenartiges Strebausbauglied
- [CLAUSEN]. Clausen, E.: Probleme und Optimierungsansätze für den hydraulischen und pneumatischen Transport von Baustoffen im untertägigen Bergbau. TU Clausthal, Institut für Bergbau, Diplomarbeit, unveröffentlicht, 2008
- [DÖRFLER] Dörfler, G.: Untersuchungen der Fahrwerk-Boden-Interaktion zur Gestaltung von Raupenfahrzeugen für die Befahrung weicher Tiefseeböden. Universität Fridericana Karlsruhe, Institut für Maschinenwesen, Dissertation, 1995
- [EBERLEIN] Eberlein, Musiol, Haut: Kinematikanalyse des Raupenfahrwerks eines Schaufelradbaggers mittels Mehrkörpersimulation. In: World of Mining 4/2008, S. 232-241
- [EHRLENSPIEL] Ehrlenspiel, K.: Integrierte Produktentwicklung – Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. 2. Auflage, München, Hanser Verlag, 2003
- [HAIN] Hain; K.: Getriebelehre – Grundlagen und Anwendungen. München, Carl Hanser Verlag, 1963
- [IRRESBERGER] Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: Schreitausbau für den Steinkohlenbergbau – Ein Handbuch für die Praxis. Glückauf Verlag, 1994
- [JUNKER] Junker, M. et al.: Gebirgsbeherrschung von Flözstrecken. Essen: Glückauf Verlag, 2006
- [KULASSEK] Kulassek, Hunfeld, Reimann: Optimierung des Übergangsbereichs Streb/Strecke in Hochleistungsstreibbetrieben. – Glückauf Nr. 137, 2001
- [KUNZE] Kunze, Göhring, Jacob: Baumaschinen – Erdbau- und Tagebaumaschinen. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2002
- [LEIDER] Leider: Konstruktive Gestaltung des Rollenkettengetriebes unter



- 
- Berücksichtigung der Verwendungsart – Teil 1. In; Draht Nr. 31, 1980, S. 15-20
- [LINDEMANN] Lindemann, U.: Methodische Entwicklung technischer Produkte. 2. Auflage. Berlin: Springer Verlag, 2007
- [MATHIAK] Mathiak, F.: Grundlagen der Plattentheorie - Ebene Flächentragwerke II., Hochschule Neubrandenburg, Fachbereich Bauingenieur – und Vermessungswesen, Vorlesungsskript 2008
- [MERHOF] Merhof W., Hackbarth E.M.: Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge. 2. Auflage, Alsbach, Leuchtturm-Verlag, 1985
- [MUES] Mues, C.: Entwicklung eines Gewinnungs- und Ausbausystems für den Bergbau unter Tage. TU Clausthal, Institut für Bergbau, Dissertation 2008
- [PAHL] Pahl G., Beitz W.: Konstruktionslehre. 6. Auflage. Berlin: Springer Verlag, 2005
- [RADISCH] Radisch W.: Laufwerkskräfte und Kettenschlupf von Gleiskettenfahrzeugen. Ruhr-Universität Bochum, Institut für Konstruktionstechnik, Dissertation, Bochum 1991
- [ROLOFF/MATEK] Roloff, Matek W.: Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung.. 14. Auflage, Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2000
- [SAUER] Sauer, C.: Automatisierungsmöglichkeiten am Streb-Streckenübergang im Walzenbetrieb deutscher Steinkohlebergwerke unter technischen und arbeitssicherheitslichen Aspekten. Clausthal-Zellerfeld, TU Clausthal, Institut für Bergbau, Diplomarbeit, unveröffentlicht, 2007
- [SCHULTHEIS] Schultheis: Verbesserung und Systematisierung der Streb/Streckenübergangstechnik I. - Glückauf Nr. 135 (1999)
- [VOLMER] Volmer, J.: Getriebetechnik – Lehrbuch. 5. Auflage, Berlin, VEB Verlag, 1987
- [WENNIGER] Wenninger, S.: Minimierung der Stillstandszeiten für das Sichern und Ausbauen der Antriebe in Strebbetrieben. - TU Clausthal, Institut für Bergbau, Diplomarbeit, unveröffentlicht, 2006
- [WENZLAWSKI] Wenzlawski, B.: Analyse von Konstruktionsmerkmalen von Raupenfahrwerken und Erstellung eines Lastenheftes für den Neubau eines Tiefsee-Raupenfahrwerks. Universität Siegen, Maschinentechnik, Diplomarbeit, Diplomarbeiten Agentur Hamburg, 1999
- [WIPPERMANN] Wippermann: Auslegung von Rollenkettenantrieben. In: Der Konstrukteur. Antriebstechnik Bd. 6 Heft 9, 1975, S.13-22
-

---

---

## **Lebenslauf**

### **Persönliche Daten**

Name:	Christian Sauer
Geburtsdaten:	21.08.1976 in Immenstadt
Familienstand:	ledig

### **Schulbildung**

09/1983 - 07/1989	Grundschule u. Hauptschule Sonthofen
09/1989 - 07/1993	Realschule Sonthofen und Kempten
09/1993 - 07/1995	Fachoberschule Kempten und Sonthofen
09/1999 - 07/2000	Berufsoberschule Kempten, Fachabitur

### **Berufsausbildung**

09/1995 - 06/1998	Ausbildung zum Industriemechaniker bei der Fa. Bosch in Seifen
-------------------	---

### **Studium**

WS 00/01 - SS 2004	Allgemeiner Maschinenbau an der FH Kempten Schwerpunkt: Konstruktion u. Produktent- wicklung, Abschluss: Diplom-Ingenieur (FH)
WS 05/06 - WS 06/07	Allgemeiner Maschinenbau an der TU Clausthal Abschluss: Diplom-Ingenieur
SS 07 – SS 09	Promotionsstudium an der TU Clausthal

### **Praktika**

08/2002 - 01/2003	Praktikant bei der Astrium GmbH (jetzt EADS Space Transportation) in Friedrichshafen
-------------------	---

---

### **Berufspraxis**

07/1998 - 08/1999	Facharbeiter in der Produktion (ABS, EHB) bei der Robert Bosch GmbH in Seifen
08/2004 - 09/2005	Konstrukteur für Sondermaschinen bei der Lindauer Dornier GmbH
03/2007 - dato	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Bergbau, Abteilung für Maschinelle Betriebs- mittel und Verfahren im Bergbau unter Tage



---

## Anhang

### Berechnung der Rollenkette DIN 8187 nach [LEIDER] und [ROLLOF/MATEK]

1. Die zu übertragende Leistung je Antrieb

$$F_N = F_{St} / 2 + F_G / 2$$

$$F_N = \frac{1}{2} \left( 380 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot (350mm)^2 \cdot \frac{\pi}{4} + 40000kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$F_N \approx 2000kN$$

$$F_R = \mu \cdot F_N$$

$$F_R = 0,1 \cdot 2000kN$$

$$F_R = 200kN$$

$$M = F_R \cdot r$$

$$M = 200kN \cdot 300mm$$

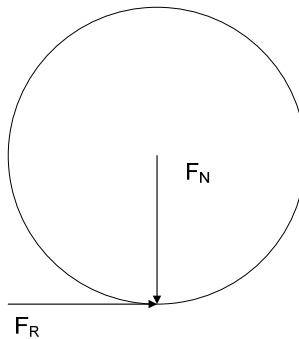
$$M = 60kNm$$

$$P_1 = M \cdot \omega$$

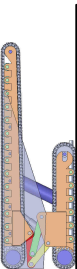
$$P_1 = M \cdot \frac{v}{r}$$

$$P_1 = 60kNm \cdot \frac{50mm/s}{350mm}$$

$$P_1 = 8,57kW$$



2. Die Drehzahl des Antriebsrades



---


$$n = \omega \cdot \frac{30}{\pi}$$

$$n = \frac{v}{r} \cdot \frac{30}{\pi}$$

$$n = \frac{50}{350} \cdot \frac{30}{\pi}$$

$$n = 1,36 \frac{1}{\text{min}}$$

3. Für die Kettenwahl maßgebende Diagrammleistung

$$P_D = \frac{K_A \cdot P_1 \cdot f_1}{f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6}$$

mit  $K_A = 1,35$  (leichte bis mäßige Stöße)

mit  $f_1 = 24 \cdot z_1^{-1,08} = 24 \cdot 19^{-1,08} = 0,998$

mit  $f_2 = 0,45 \cdot \left(\frac{a}{p}\right)^{0,215} = 0,45 \cdot \left(\frac{6000}{101,6}\right)^{0,215} = 1,08$

mit  $f_3 = f_4 = f_5 = 1$

mit  $f_6 = 0,7$  (nicht staubfrei und ausreichende Schmierung)

$$P_D = \frac{1,35 \cdot 8,57 \text{ kW} \cdot 0,998}{1,08 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,7}$$

$$P_D \approx 15 \text{ kW}$$

4. Auswahl einer Kette

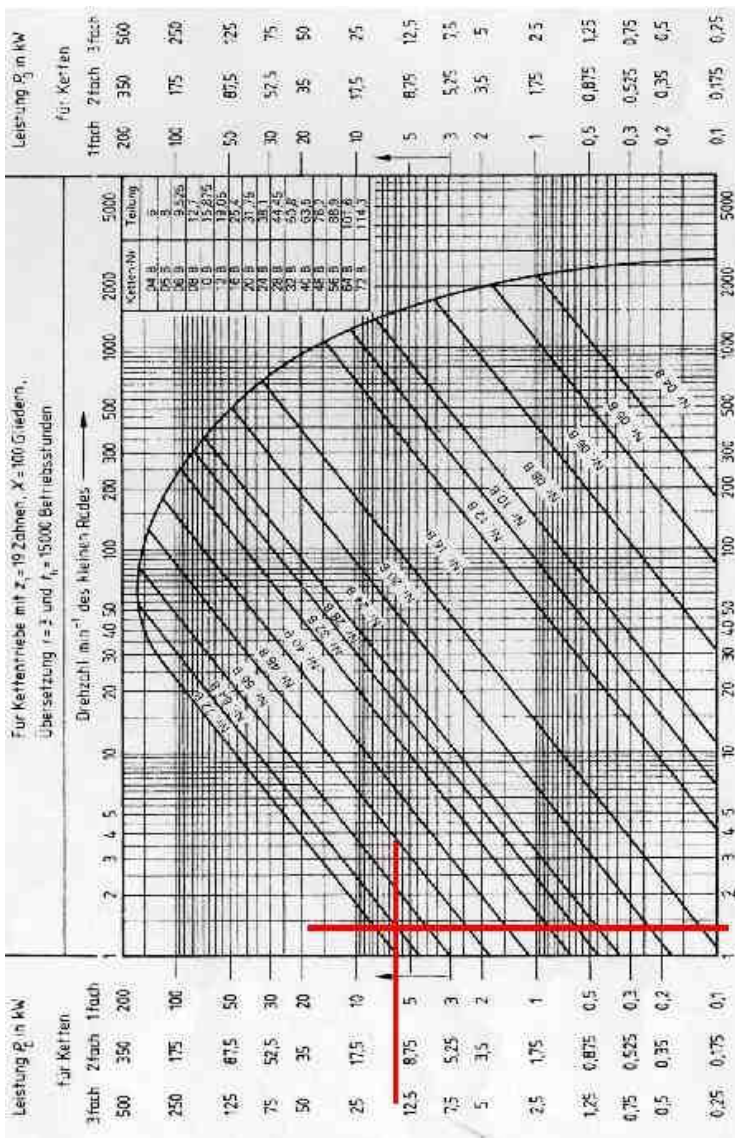
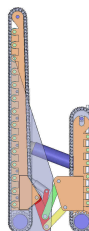
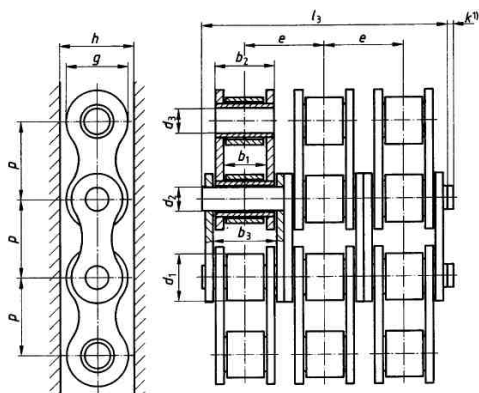


Abbildung 9-1: Leistungsdiagramm nach DIN 8195 für Rollenketten nach DIN 8187







**Tabelle 3 (abgeschlossen)**

Ketten- Nr.	$p$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$e$	$g$	$h$	$k^{(1)}$	$l_3$	Bruch- kraft N min.	Meß- kraft N	Ge- lenk- fläche cm <sup>2</sup>	Ge- wicht kg/m ~
		min.	max.	min.	max.	min.	max.		max.	min.	max.	max.				
<b>40B-3</b>	63,5	36,1	65,7	56	18,37	22,85	23	72,23	82,9	63,5	10	227	930 000	9 500	38,25	48
<b>48B-3</b>	76,2	45,72	70,5	71	18,26	26,24	29,35	91,21	83,5	64,6	10	281	1 500 000	15 000	61,64	75
<b>50B-3</b>	80,8	53,34	81,3	82	23,30	34,32	34,43	100,0	77,0	70,7	11	320	2 240 000	22 400	69,71	105
<b>64B-3</b>	101,6	60,96	92	92,7	33,5	39,4	39,6	119,89	90,1	91,1	13	370	3 000 000	30 000	108,74	180
<b>72B-3</b>	114,3	66,58	103,8	104,5	72,39	44,5	44,7	133,27	103,5	104,7	14	420	3 730 000	37 500	127,57	240

<sup>1)</sup> Bolzenüberstand für Verbindungsglied

**Abbildung 9-2: Rollenkette DIN 8187 - 64B -3**

## Rückvorgang bei einer Kombination aus Triple-Saumschild und Gleitschalwand

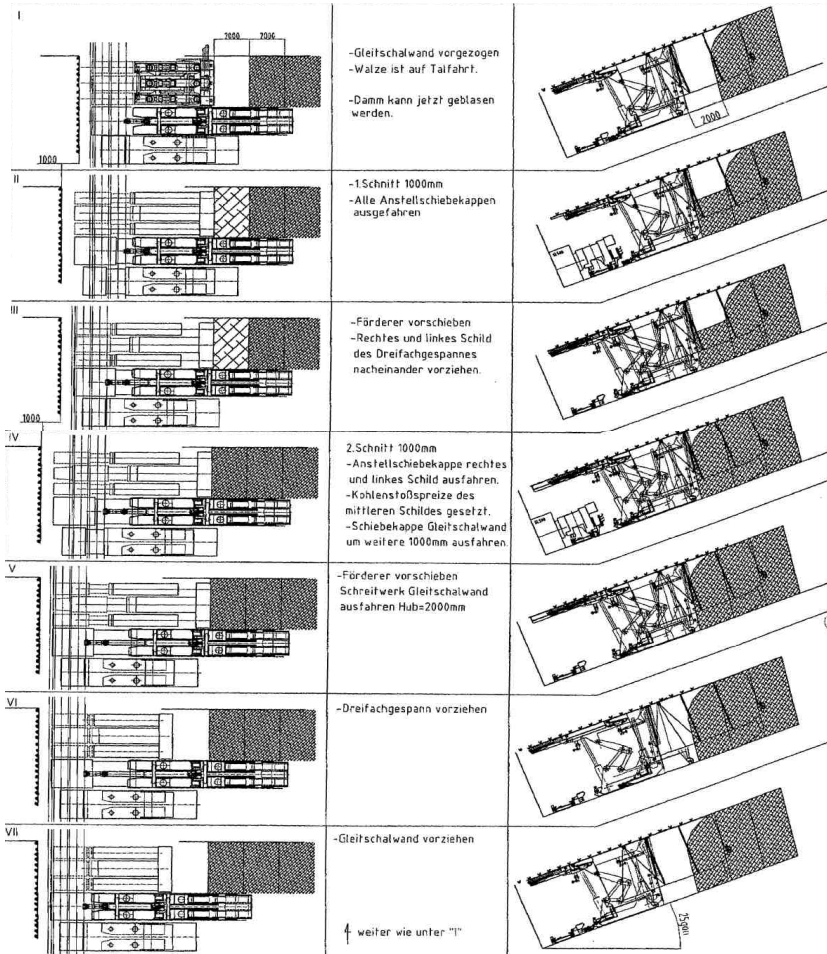
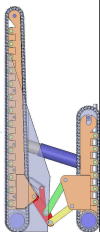
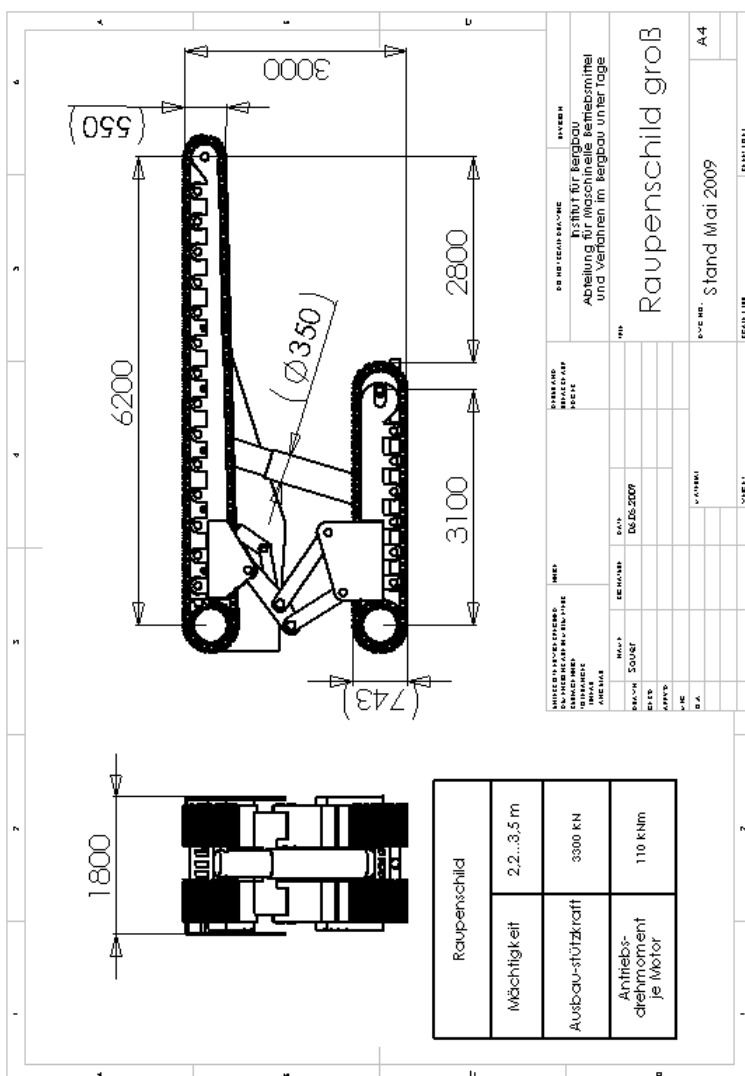


Abbildung 9-3: Rückvorgang Triple-Saumschild und Gleitschalwand  
[Quelle: Glückauf Hydraulik, Firmenpräsentation]



## Raupenschild groß



# Raupenschild klein

